



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

CÁLCULO Y DISEÑO DE ENGRANAJES CONFORME A LA NORMA ANSI/AGMA 2101-D04

Autor: Juan Manuel Regalado González

Tutor: Alejandro Quesada González

Leganés, octubre de 2015

Índice

1 Introducción	4
2 Objetivos	5
2.1 Objetivos	5
2.2 Pasos previos.....	6
2.3 Estructura de la memoria.....	7
3 Visual Basic 6.0.....	8
3.1 Introducción a Visual Basic 6.0.....	8
3.2 Comandos utilizados	9
4 La norma ANSI/AGMA 2101-D04	10
4.1 Campo de aplicación de la norma.....	10
4.2 Cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo por picado superficial en el flanco del diente	10
4.2.1 Cálculo de la tensión de contacto, σ_H	11
4.2.2 Cálculo del coeficiente elástico, Z_E	12
4.2.3 Cálculo de la fuerza tangencial, F_t	12
4.2.4 Cálculo del factor de sobrecarga, K_o	13
4.2.5 Cálculo del factor dinámico, K_v	13
4.2.6 Cálculo del factor de tamaño, K_s	14
4.2.7 Cálculo del factor de distribución de cargas, K_H	15
4.2.8 Cálculo del factor de estado superficial, Z_R	16
4.2.9 Cálculo del factor geométrico, Z_I	16
4.3 Cálculo de la resistencia al fallo por picado superficial admisible, σ_{Hp}	17
4.3.1 Cálculo del factor de duración, Z_N	18
4.3.2 Cálculo del factor de dureza, Z_W	19
4.3.3 Cálculo del factor de temperatura, Y_θ	20
4.3.4 Cálculo del factor de confianza, Y_Z	20
4.4 Cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo debido a la flexión en la base del diente.	21
4.4.1 Cálculo de la tensión de flexión, σ_F	21
4.4.2 Cálculo del factor de espesor, K_B	22

4.4.3 Cálculo del factor geométrico, Y_f	22
4.4.4 Cálculo del módulo transversal, m_t	23
4.5 Cálculo de la resistencia al fallo por flexión en la base del diente, σ_{fp}	23
4.5.1 Cálculo del factor de duración	24
5 El programa	25
5.1 Introducción	25
5.2 Proceso de diseño	25
5.3 Manual de usuario	25
5.4 Verificación de resultados	42
6 Conclusiones	60
7 Líneas de trabajo	61
8 Bibliografía	62

1 Introducción

El aprendizaje se define como el proceso a través del cual se adquieren o se modifican las habilidades, destrezas, conocimientos, conductas o valores como resultado del estudio, la experiencia, la instrucción, el razonamiento y la observación. Permite la adaptación motora e intelectual al medio a través de una modificación en la conducta [5].

Para conseguir un aprendizaje completo, primero es necesario adquirir una serie de conocimientos teóricos y, después, a través de la experiencia se alcanza la asimilación completa de todos los conocimientos [5].

Personalmente, la realización del presente proyecto ha servido para aplicar los conocimientos de programación adquiridos durante la carrera y para profundizar en algunos aspectos relacionados con Ingeniería Industrial que aunque no sean propios de la Ingeniería Eléctrica tienen relación con la misma en el sentido de que los sistemas de transmisión de potencia mediante engranajes se utilizan junto con motores, eléctricos o no. Por lo tanto, a la hora de diseñar una transmisión para un motor es conveniente conocer algunos aspectos de los fallos más comunes de las transmisiones para poder prever si el diseño que se proponga cumplirá con unos requisitos técnicos mínimos o no.

2 Objetivos

2.1 Objetivos

El principal motivo para la realización del presente proyecto ha sido facilitar a los alumnos de las asignaturas de diseño de máquinas una herramienta de cálculo que facilite el estudio de la norma americana para el cálculo y el diseño de engranajes (ANSI/AGMA 2101-D04). Como se verá más adelante, en el ejemplo de cálculo, el tiempo aproximado para la realización de un ejercicio de diseño de engranajes se ve claramente reducido. Además, el programa reúne todas las gráficas, tablas y ecuaciones necesarias para el cálculo en un único lugar, facilitando la búsqueda de cualquier tipo de información.

Debido al carácter universal de los estudios, este programa también está dirigido a cualquier persona iniciada o que se quiera iniciar en la materia. Dado el carácter intuitivo que se ha imprimido a la aplicación para su desarrollo final, cualquier persona con la debida formación técnica, aunque tenga un nivel bajo de conocimientos acerca del tema, sería capaz de manejar el programa sin ningún tipo de problemas.

Este proyecto persigue los siguientes objetivos:

- Proporcionar una herramienta que facilite la aplicación de la norma ANSI/AGMA 2101-D04.
- Ofrecer a cualquier usuario interesado en este campo una herramienta para el diseño de una transmisión por medio de ruedas dentadas.

2.2 Pasos previos

- Obtener la norma

Primero fue necesario obtener la norma ANSI/AGMA 2101-D04 para el cálculo del factor de seguridad frente a fallo debido a la flexión en la base y el factor de seguridad frente al fallo debido al picado superficial. Dicha norma fue facilitada por el servicio de la biblioteca de la Universidad Carlos III.

- Estudio de la norma

Una vez con la norma en la mano fue necesario un estudio profundo acerca de la misma. Debido al desconocimiento de ciertos aspectos de aquélla hubo que buscar información adicional en apuntes de las asignaturas de diseño de engranajes para las que se dirige el presente proyecto. De dichos apuntes se obtuvo la información necesaria para aprender cuál es la metodología del cálculo del factor de seguridad en engranajes.

- Estudio de Visual Basic

Aunque el software de programación no es nuevo, programar algo en un lenguaje distinto al conocido implica estudiar la sintaxis de programación y todas las posibilidades que admite el nuevo lenguaje de programación. En una asignatura de la carrera se estudió programación y el lenguaje de programación que se estudió fue Fortran. Gracias a los conocimientos adquiridos mediante este lenguaje de programación no hizo falta un estudio profundo de Visual Basic. A pesar de esto, fue necesario un pequeño manual de usuario que explicase las características y las posibilidades que permitía Visual Basic frente a Fortran.

- Desarrollo del algoritmo

Aunque parezca que no tiene importancia, se han descubierto los beneficios que causa el desarrollo de un algoritmo previo a la implementación del código a programar. Para que dicho algoritmo sea realmente efectivo, debe describir lo más fielmente lo que se quiere realizar. No obstante, siempre surge algún error que no se tuvo en cuenta y que se corregirá en la etapa de depuración de errores.

- Programación

Cuando se tiene planteada la forma que va a tener el programa y todos los elementos que se van a utilizar, se implementa el código y se ejecuta una vez finalizado. Los errores que se descubran se corregirán hasta que el funcionamiento sea el óptimo según lo que se esperaba.

2.3 Estructura de la memoria

El contenido de esta memoria se divide en cinco capítulos. En el primero de ellos se introduce el lenguaje de programación empleado para el desarrollo de la aplicación y se justifica su elección en relación a las necesidades técnicas que plantea este proyecto.

En el siguiente capítulo se presenta la norma ANSI/AGMA 2101-D04. Para ello se emplea una guía práctica de aplicación de dicha norma, es decir, una guía en la que se muestra el modo en que se aplicaría esta norma ANSI/AGMA 2101-D04 de forma manual a un caso práctico concreto.

El siguiente bloque está dedicado a mostrar la aplicación “Cálculo y Diseño de Engranajes”. En él se describe el funcionamiento del programa, las limitaciones de cálculo y se verifican los resultados obtenidos por medio de la aplicación comparándolos con los obtenidos por medio de un software comercial.

La siguiente sección presenta las conclusiones que se han extraído tras la realización de este proyecto.

Por último se discuten posibles líneas de trabajo que quedan abiertas para la mejora de la aplicación.

3 Visual Basic 6.0

3.1 Introducción a Visual Basic 6.0

Para el desarrollo de la aplicación se ha empleado el lenguaje de programación Visual Basic 6.0. Se trata de un lenguaje de programación visual o, también denominado, de cuarta generación [3]. El propósito de este capítulo no es presentar un manual de programación de Visual Basic 6.0, la intención es justificar la elección de este lenguaje para el desarrollo de la aplicación y recopilar y exponer las técnicas y herramientas que se han empleado.

Visual Basic 6.0 es una herramienta de diseño de aplicaciones para entorno Windows [3] muy extendida debido en gran medida al buen compromiso que ofrece entre relativa sencillez de aprendizaje y prestaciones.

Un gran número de tareas se realizan sin escribir código, simplemente con operaciones gráficas realizadas con el ratón sobre la pantalla [3]. Emplea un tipo de programación conocida como programación orientada a eventos en la que el programador codifica lo que ocurre cuando el usuario efectúa determinada acción. Al tratarse de un lenguaje orientado a la realización de programas para Windows, puede incorporar en los programas todos los elementos de este entorno informático: botones, ventanas, botones de opciones, barras de desplazamiento... Prácticamente todos los elementos de interacción con el usuario de los que dispone Windows pueden ser programados en Visual Basic 6.0 de un modo muy sencillo [3]. En ocasiones bastan unas pocas operaciones con el ratón y la introducción a través del teclado de algunas sentencias para disponer de aplicaciones con todas las características de Windows.

La creación de un programa bajo Visual Basic conlleva seguir los siguientes pasos [3]:

- Creación de una interfaz de usuario. Esta interfaz será la principal vía de comunicación hombre-máquina, tanto para salida de datos como para entrada. Será necesario partir de una ventana - Formulario - a la que se le irán añadiendo los controles necesarios.
- Definición de las propiedades de los controles - Objetos – que se hayan colocado en ese formulario. Estas propiedades determinarán la forma estática de los controles, es decir, cómo son los controles y para qué sirven.
- Generación del código asociado a los eventos que ocurran a estos objetos. A la respuesta a estos eventos (click, doble click, una tecla pulsada, etc.) se le llama Procedimiento, y deberá generarse de acuerdo a las necesidades del programa.
- Generación del código del programa. Un programa puede hacerse solamente con la programación de los distintos procedimientos que acompañan a cada objeto. Sin embargo, VB ofrece la posibilidad de establecer un código de programa separado de estos eventos. Este código puede introducirse en unos bloques llamados Módulos, en otros bloques llamados Funciones, y otros llamados Procedimientos. Estos Procedimientos no responden a un evento acaecido a un objeto, sino que responden a un evento producido durante la ejecución del programa.

Una de las grandes ventajas que presenta este entorno de programación es la posibilidad de crear lo que denomina como clases. No se trata de un lenguaje orientado a objetos pues carece de los mecanismos de herencia y polimorfismo propios de los verdaderos lenguajes orientados a objetos como Java y C++ [3] pero permite la creación de módulos de clase. Una clase es, en cierta forma, como una plantilla del objeto que se desea crear [3]. En realidad al definir la clase no se está creando el objeto, pero se están poniendo las bases para ello. Cuando en cierta aplicación se necesite un objeto de esta clase se creará y en ese momento se tomará la definición efectuada previamente para establecer las propiedades y métodos del nuevo objeto, a los que se podrá acceder como si se tratase de cualquier otro control Visual Basic [3].

La posibilidad de crear módulos de clase resultó muy útil al diseñar el proceso de guardar y abrir archivos generados con la aplicación. Permitted almacenar todas las variables de interés en

un objeto perteneciente a un tipo definido en un módulo de clase, de modo que, para abrir o guardar archivos se deben leer o escribir en el objeto creado todas las variables de interés. Para más información acerca del proceso de guardado y apertura de archivos se recomienda acudir a [3].

La elección del lenguaje Visual Basic 6.0 supuso aprender a programar en un lenguaje que responde a una filosofía de programación distinta a lo aprendido durante la carrera pero se hizo por dos motivos fundamentales:

- Al tratarse de una herramienta de diseño de aplicaciones orientada a Windows, la aplicación resultante presenta un aspecto mucho más agradable y cómodo para el usuario que el aspecto que adquiere una aplicación diseñada en un lenguaje estructurado que se ha estudiado durante la carrera como puede ser FORTRAN.
- El buen compromiso que ofrece entre prestaciones y relativa sencillez de aprendizaje facilita la introducción en la aplicación de futuras mejoras por parte de compañeros que deban aprender un nuevo lenguaje de programación.

3.2 Comandos utilizados

Visual Basic dispone de una gran cantidad de comandos que pueden ser utilizados para la creación de grandes y diversos programas. No obstante, debido al carácter didáctico que se plantea para el desarrollo de esta aplicación informática, únicamente se han utilizado una serie reducida de características cuyas propiedades se desarrollan a continuación [3]:

- Formulario (Form): Elemento que añade una interfaz gráfica donde se sitúa cualquier otro tipo de objeto.
- Temporizador (Timer): El temporizador se utiliza para permitir que ocurran determinados eventos en algún instante determinado de tiempo.
- Botón de comando (Command button): Utilizado para ejecutar acciones como calcular variables o abrir y cerrar formularios.
- Cuadro de texto (Text box): Elemento utilizado para la entrada o salida de texto de las variables.
- Picture box: Un picture box permite la carga gráfica de cualquier imagen. Esto permite representar gráficamente tablas, gráficas y fórmulas que ayudan a seguir con mayor facilidad la ejecución del programa.
- Frame: Marco que sirve para agrupar distintos elementos como, por ejemplo, botones de opción.
- Etiqueta (Label): Permite la asignación de cualquier cadena de texto para relacionar el contenido de cualquier cuadro de texto con la variable a la que pertenece.
- Botón de opción (Option button): Este elemento permite elegir entre distintas opciones.
- Common dialog: Comando que sirve para abrir la ventana de diálogo de Windows de apertura o guardado de archivos, impresión de archivos o cambios de fuente de texto.

4 La norma ANSI/AGMA 2101-D04

El presente proyecto está basado en la norma ANSI/AGMA 2101-D04 [1]. Dicha norma trata de los factores fundamentales y de los métodos de cálculo para engranajes de dientes rectos y helicoidales.

Las normas técnicas AGMA están sujetas a constantes mejoras, revisiones o cancelaciones dictadas por la experiencia. En el momento de realización del presente proyecto, la normativa objeto de estudio es la publicación más reciente disponible.

Antes de poder aplicar dicha norma, primero es necesario estudiarla en profundidad.

4.1 Campo de aplicación de la norma

La norma ANSI/AGMA 2101-D04 proporciona un método de cálculo mediante el cual distintas parejas de engranajes pueden ser evaluadas y comparadas de forma teórica.

Las fórmulas utilizadas en el proceso de cálculo son aplicables para el cálculo del factor de seguridad frente a fallo por picado superficial en el flanco del diente y frente a fallo por flexión en la base del diente de engranajes de dientes rectos o helicoidales, sean engranajes externos o internos, cuyos ejes de funcionamiento sean paralelos. Las fórmulas evalúan la capacidad de la transmisión según los principales factores que influyen en el picado superficial y en la fractura en la base del diente.

Esta normativa no es aplicable bajo cualquiera de las siguientes condiciones:

- Los dientes están dañados.
- Engranajes rectos con un grado de recubrimiento, ε_a , inferior a 1.0.
- Engranajes rectos o helicoidales con un grado de recubrimiento, ε_a , superior a 2.0.
- Existen interferencias entre la cabeza del diente y la base del diente con la que engrana.
- Dientes puntiagudos.
- No existe reacción.
- El área superior a la zona activa se encuentra debilitada.
- El perfil de la base está dañado o es irregular.
- Cuando la base de los dientes se ha producido por un proceso distinto a la generación (por ejemplo, mediante mecanizado).
- El ángulo de hélice es mayor de 50 grados.

4.2 Cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo por picado superficial en el flanco del diente

El fallo debido al picado superficial se considera un fenómeno de fatiga. El inicio y el desarrollo del picado superficial de una pareja de engranajes aparece ilustrado y descrito en la norma ANSI/AGMA 1010-E95.

Posibles causas del fallo:

- Fluencia superficial.

- Fluencia en la zona de transición de la capa endurecida.
- Gripado.
- Picado superficial.

Las fórmulas de cálculo están basadas en el Modelo de contacto Hertziano modificado en función de la carga sometida y la geometría.

El coeficiente de seguridad frente al fallo por picado superficial se calculará de forma individual, tanto para la rueda como para el piñón, y será el mínimo de los dos. A su vez, el coeficiente calculado deberá ser superior a un valor mínimo según los requisitos de diseño.

Para la distinción entre ambos coeficientes y de todos y cada uno de los parámetros que difieran para la rueda o para el piñón, se utilizará para su distinción el subíndice “1”, en el caso del piñón, o el subíndice “2”, en el caso de la rueda. Bajo este criterio, el coeficiente de seguridad debido al fallo por picado superficial se calculará a través de las siguientes expresiones:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hp1}}{\sigma_{H1}} > S_H \quad S_{H2} = \frac{\sigma_{Hp2}}{\sigma_{H2}} > S_H$$

Siendo:

- S_{H1}, S_{H2} el coeficiente de seguridad para el piñón y para la rueda, respectivamente.
- $\sigma_{Hp1}, \sigma_{Hp2}$ el valor de la tensión de contacto admisible del diente.
- σ_{H1}, σ_{H2} el valor de la tensión de contacto al que están sometidos los dientes.
- S_H es el valor deseado para el factor de seguridad.

4.2.1 Cálculo de la tensión de contacto, σ_H

El valor de la tensión de contacto se calculará mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{F_t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1}} \frac{Z_R}{b Z_I}}$$

Donde

- σ_H es el valor de la tensión de contacto, N/mm².
- Z_E es el coeficiente elástico, [N/mm²]^{0.5}.
- F_t es la componente tangencial de la fuerza aplicada, N.
- K_o es el factor de sobrecarga.
- K_v es el factor dinámico.
- K_s es el factor de tamaño.
- K_H es el factor de distribución de cargas.
- Z_R es el factor del estado de la superficie para el fallo debido al picado superficial.
- d_{w1} es el diámetro primitivo del piñón, mm.
- b es el ancho de cara del miembro más estrecho, mm.
- Z_I es el factor geométrico para el fallo debido al picado superficial.

Según la normativa de diseño de engranajes, existe una relación entre el diámetro primitivo, tanto del piñón como de la rueda, el número de dientes de ambos y la distancia entre los centros de los dos elementos. Dicha relación es la siguiente:

$$d_{w1} = \frac{2a}{u+1} \text{ en el caso de que los engranajes sean externos}$$

$$d_{w1} = \frac{2a}{u-1} \text{ en el caso de que los engranajes sean internos}$$

Donde

- a es la distancia entre centros, mm.
- u es la relación de transmisión (nunca inferior a 1).

En nuestro caso el diámetro primitivo es un dato, por lo que las expresiones anteriores no son relevantes en el proceso de cálculo.

4.2.2 Cálculo del coeficiente elástico, Z_E

El coeficiente elástico está definido por la siguiente expresión:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1-v_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1-v_2^2}{E_2} \right) \right]}} \left[\frac{N}{mm^2} \right]^{0.5}$$

Donde

- Z_E es el coeficiente elástico, $[N/mm^2]^{0.5}$.
- v_1 y v_2 son los coeficientes de Poisson para el piñón y para la rueda, respectivamente.
- E_1 y E_2 son los módulos de elasticidad para el piñón y para la rueda, respectivamente.

En la figura 1 se muestra una tabla resumen con los coeficientes elásticos de varios materiales:

		Material y módulo de elasticidad del engrane o rueda (MPa)					
Material del piñón	Módulo de elasticidad (MPa)	Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce de aluminio	Bronce de estaño
		2×10^5	1.7×10^5	1.7×10^5	1.5×10^5	1.2×10^5	1.1×10^5
Acero	2×10^5	191	181	179	174	162	158
Hierro maleable	1.7×10^5	181	174	172	168	158	154
Hierro nodular	1.7×10^5	179	172	170	166	156	152
Hierro fundido	1.5×10^5	174	168	166	163	154	149
Bronce de aluminio	1.2×10^5	162	158	156	154	145	141
Bronce de estaño	1.1×10^5	158	154	152	149	141	137

Figura 1: Módulo de elasticidad de distintos materiales

4.2.3 Cálculo de la fuerza tangencial, F_t

Se supondrá una carga uniforme. Este parámetro se calculará mediante la siguiente fórmula:

$$F_t = \frac{1000P}{v_t}$$

Siendo

- P la potencia de la transmisión, kW.
- v_t la velocidad lineal en un punto del diámetro primitivo, m/s.

La velocidad lineal se puede definir como:

$$v_t = \frac{\pi \varpi_1 d_{w1}}{60000}$$

Siendo

- ϖ_1 la velocidad de giro del piñón, rpm.
- d_{w1} el diámetro primitivo del piñón, mm.

Por lo que la fuerza tangencial se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

$$F_t = \frac{6 \cdot 10^7 P}{\pi \varpi_1 d_{w1}}$$

4.2.4 Cálculo del factor de sobrecarga, K_o

El factor de sobrecarga unitario está definido como la capacidad de soportar hasta 4 arranques en 8 horas con valores máximos que no excedan del 200% del valor nominal durante 1 segundo como máximo.

En general, las causas que pueden provocar sobrecargas son: sistemas de vibración, pares acelerantes, sobrevelocidades, variaciones en los sistemas de operación, cargas compartidas por múltiples engranajes primarios y cambios en las condiciones de carga del proceso.

No existe un proceso recomendado de cálculo, así que en la figura 2 se puede ver un cuadro orientativo con los posibles valores que puede tomar K_o .

Fuente de energía	Carga en la máquina impulsada		
	Uniforme	Choque moderado	Choque fuerte
Uniforme	1.00	1.25	1.75 o superior
Choque ligero	1.25	1.50	2.00 o superior
Choque mediano	1.50	1.75	2.25 o superior

Figura 2: Factor de sobrecarga

4.2.5 Cálculo del factor dinámico, K_v

En versiones previas de la presente norma, el valor de K_v era inferior a 1. Actualmente, se ha redefinido el factor y el valor de K_v es mayor que 1.

El factor dinámico justifica los esfuerzos que se producen en el interior de los engranajes producidos por la acción de engrane. Aunque el par y la velocidad de entrada sean constantes, pueden existir pequeñas vibraciones en las masas acopladas y, por consiguiente, esfuerzos

dinámicos en los dientes. Estas fuerzas son el resultado de las aceleraciones relativas entre los miembros engranados como respuesta a “errores de transmisión”. De forma ideal, en un engranaje la velocidad de entrada y la de salida son uniformes y proporcionales. El error de transmisión se define como la desviación de esa velocidad angular uniforme de un par de ruedas dentadas. Está influido por cualquier desviación de la forma ideal del diente o de separación entre ruedas.

En la figura 3 se puede ver el valor del factor dinámico según distintas velocidades periféricas del piñón.

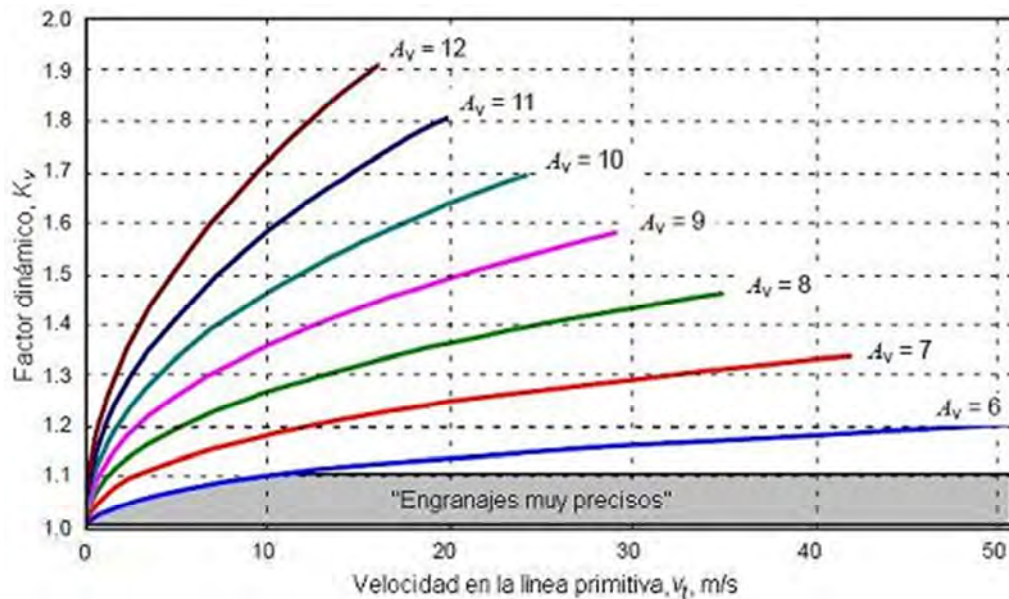


Figura 3: Factor dinámico

4.2.6 Cálculo del factor de tamaño, K_s

El factor de tamaño refleja la no uniformidad de las propiedades del material de los engranajes. Depende principalmente de:

- Tamaño del diente.
- Diámetro de las partes del engranaje.
- Relación entre el tamaño del diente y el diámetro de las partes del engranaje.
- Ancho de cara.
- Patrón del área con sobretensiones.
- Relación entre la profundidad y el tamaño del diente.
- Dureza y tratamiento térmico de los materiales.

No existe un procedimiento estándar de cálculo, por lo que habitualmente, el factor de tamaño se deberá tomar como unitario dependiendo del tipo de material seleccionado según el tamaño y el tratamiento térmico al que sea sometido el engranaje.

4.2.7 Cálculo del factor de distribución de cargas, K_H

El factor de distribución refleja la distribución no uniforme de la carga a lo largo de las líneas de contacto. Esta distribución no uniforme está causada por:

- Variaciones en el proceso de fabricación.
- Variaciones en el montaje de los engranajes.
 - o Alineación de los ejes de rotación de los cilindros primitivos del piñón y de la rueda
- Deformaciones provocadas por las cargas aplicadas.
 - o Deformaciones elásticas de los dientes del piñón o de la rueda.
 - o Deformaciones elásticas del cuerpo del piñón o de la rueda.
 - o Deformaciones elásticas de ejes, rodamientos, carcasas o cualquier elemento que sirva de soporte para los engranajes.
- Deformaciones provocadas por efectos térmicos y centrífugos.
 - o Expansión térmica y deformación del diente debido a las diferencias de temperatura.
 - o Deformaciones del diente debidas a efectos centrífugos provocados por velocidades elevadas.

Se define como el máximo valor de la carga dividido por el valor medio y está afectado por la componente axial ($K_{H\beta}$) y transversal ($K_{H\alpha}$) de la misma.

En la figura 4 se puede ver un esquema de la distribución de las cargas a lo largo del ancho de cara de los engranajes.

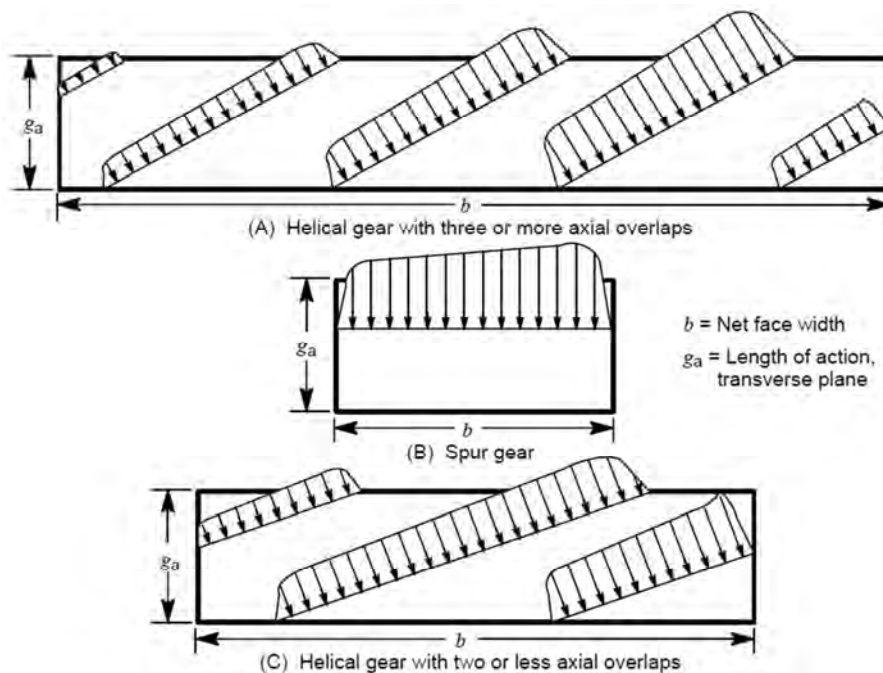


Figura 4: Distribución de cargas

La componente transversal del factor de distribución tiene en cuenta la distribución no uniforme de la carga en el diente con el que comparte la carga. Está afectada principalmente por el perfil del diente asociado. Experimentalmente se ha demostrado que la componente transversal del factor de distribución no afecta al propio factor por lo que se considerará unitaria.

La componente axial, a su vez, tiene en cuenta la distribución no uniforme de la carga a través del ancho de cara. Se puede determinar de forma experimental o de forma analítica.

Para la aplicación del método empírico se recomienda que los engranajes cumplan con los siguientes requisitos:

- Relación entre el ancho de cara y el diámetro primitivo del piñón, $b/d_{w1} \leq 2.0$.
- Los elementos de la transmisión se han montado entre cojinetes.
- Ancho de cara menor de 1020 milímetros.
- Contacto de toda la superficie del miembro más estrecho.

El método empírico se escapa del objetivo del presente proyecto. En su lugar se utilizará la tabla resumen de la figura 5.

Condición de soporte	Ancho de cara (mm)			
	≤50	150	225	≥400
Montaje exacto, bajas holguras de cojinetes, deflexiones mínimas, engranajes de precisión	1.30	1.40	1.50	1.80
Montajes menos rígidos, engranajes menos precisos, contacto a todo lo ancho de cara	1.60	1.70	1.80	2.0
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara	>2.0			

Figura 5: Factor de distribución

4.2.8 Cálculo del factor de estado superficial, Z_R

El factor de estado superficial depende de:

- Acabado superficial.
- Tensión residual.
- Efectos plásticos (endurecimiento de los engranajes).

Debido al carácter empírico de la norma, no existe un cálculo analítico de este parámetro. Se recomienda emplear valores mayores que la unidad cuando existan defectos evidentes en la superficie. De forma orientativa pueden utilizarse los valores de la figura 6.

Estado superficial	Z_R
Defectos de acabado en la superficie	1.25
Esfuerzos residuales	1.25
Combinación de ambas	1.5

Figura 6: Factor de estado superficial

4.2.9 Cálculo del factor geométrico, Z_I

El factor geométrico en el cálculo de la resistencia al picado superficial evalúa el radio de curvatura de los dientes en contacto basado en la geometría del diente.

El método de cálculo aparece explicado y desarrollado en la norma AGMA 908-B89 [2]. En dicha norma aparecen tablas con las formas más comunes de los dientes y el método analítico de cálculo.

Dicho análisis se escapa del objetivo fundamental del presente proyecto por lo que únicamente se utilizará una la siguiente fórmula para obtener el factor geométrico:

$$Z_I = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2 \cdot m_n} \cdot \frac{i}{i \pm 1}$$

Siendo:

- Z_I el factor geométrico para el cálculo de la resistencia al picado superficial
- α el ángulo de presión transversal
- m_n el factor de compartición de cargas
- i la relación de velocidades

Para engranes externos se utilizará el signo positivo y para engranes internos el negativo.

4.3 Cálculo de la resistencia al fallo por picado superficial admisible, σ_{Hp}

El valor de la resistencia admisible varía en los materiales dependiendo de la composición del material, limpieza superficial, tensión residual, microestructura interna, calidad, tratamiento térmico y proceso de fabricación.

Los valores de resistencia admisible se pueden encontrar en la tabla contigua. Dichos valores son estimaciones obtenidas en ensayos de laboratorio. Están basados en factores de sobrecarga unitarios, 10 millones de ciclos de estrés, cargas unidireccionales y una confianza el 99%. En la tabla de la figura 7 se pueden ver los valores de tensión admisibles de algunos materiales según el tratamiento térmico al que han sido sometidos.

Material		Tratamiento térmico	Tensión de contacto admisible, N/mm ²
Acero		Endurecido interno	600 – 1200
		Endurecido por llama o inducción	1170 – 1310
			1205 – 1345
		Carburizado y endurecido	1240 – 1895
		Nitrado	1035 – 1205
1070 – 1240			
2.5% cromo (sin aluminio)		Nitrado	1070 – 1305
Nitalloy 135M			1070 – 1345
Nitalloy N			1185 – 1415
2.5% cromo (sin aluminio)			1215 – 1490
Fundición gris ASTM A48	Clase 20	Fundición	345 – 415
	Clase 30		450 – 520
	Clase 40		520 – 585
Fundición dúctil ASTM A536	Grado 60-40-18	Recocido	530 – 635
	Grado 80-55-06	Templado y revenido	530 – 635
	Grado 100-70-03		635 – 770
	Grado 120-90-02		710 – 870
Bronce		Fundición en moldes de arena	205
	ASTM B-148 aleación 954	Tratamiento a altas temperaturas	450

Figura 7: Resistencia al picado superficial admisible

4.3.1 Cálculo del factor de duración, Z_N

El factor de duración ajusta el valor de la tensión admisible según el número de ciclos para los que se desee diseñar la transmisión. Según el material, existe una relación analítica para calcular el factor de duración.

$$Z_N = 2.466 n_L^{-0.056}$$

Siendo n_L el número de ciclos y se define como

$$n_L = 60 L \omega q$$

Donde

- L es la duración en horas.
- ω es la velocidad de giro [rpm].
- q es el número de zonas de carga (por vuelta).

Para el caso de engranajes nitrados:

$$Z_N = 1.249 n_L^{-0.0138}$$

En la figura 8 se puede ver una gráfica con los valores que puede tomar el factor de duración según el número de ciclos previstos para la transmisión.

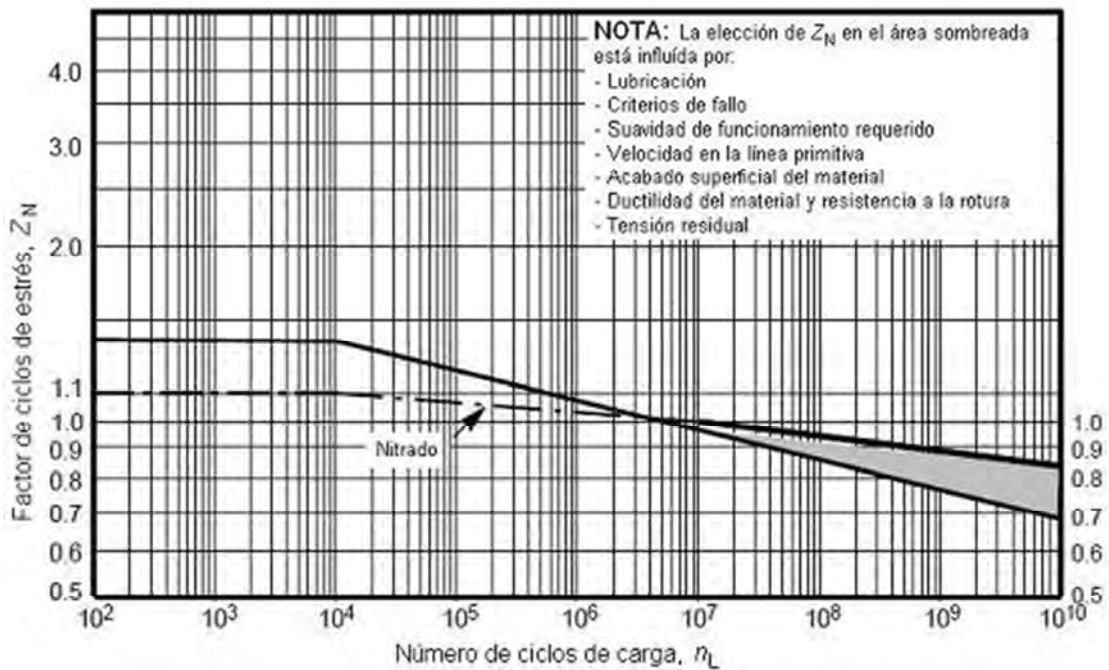


Figura 8: Factor de duración

3.3.2 Cálculo del factor de dureza, Z_W

El factor de dureza depende, principalmente, de:

- la relación de transmisión del engranaje.
- La dureza del piñón y de la rueda.

En la figura 9 se puede ver una gráfica con los valores que puede tomar el factor de dureza.

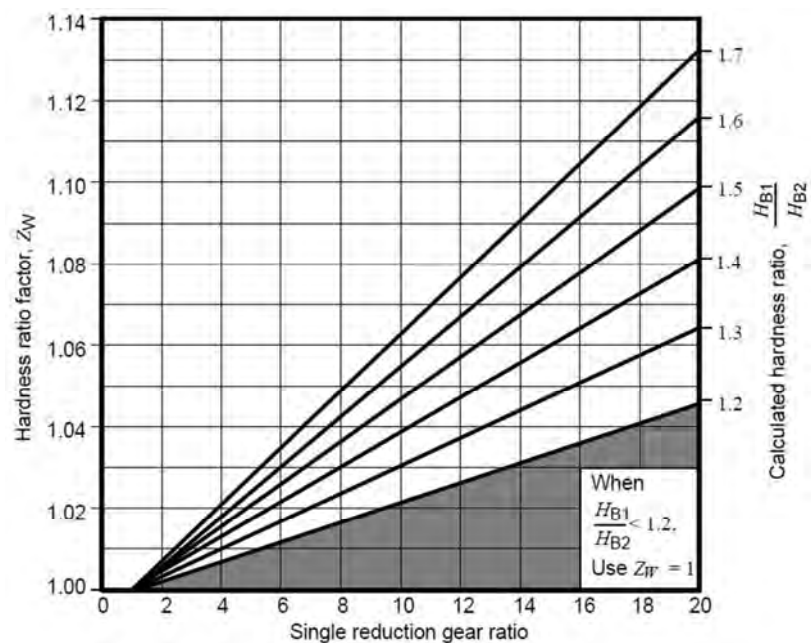


Figura 9: Factor de dureza

4.3.3 Cálculo del factor de temperatura, Y_θ

Los engranajes están diseñados para trabajar en un rango de temperaturas determinado. Fuera de ese rango de temperaturas hay que tener cuidado con todas las partes de un engranaje, como son el piñón, la rueda, el eje, la lubricación...

Cuando el engranaje trabaja en el rango de temperaturas óptimo, Y_θ se toma como unitario. El rango óptimo de temperaturas es de aproximadamente 0°C-120°C. Si la temperatura es superior a 120°C, es necesario darle un valor mayor que 1 al factor de temperatura como consecuencia de la misma sobre la lubricación y sobre las propiedades de los materiales. De forma orientativa puede utilizarse la siguiente ecuación [4]:

$$Y_\theta = \frac{460 + T}{620}$$

Siendo

- Y_θ el factor de temperatura
- T la temperatura de funcionamiento en °F

En el caso de engranes con superficie carburizada, la ecuación anterior se utilizará a partir de 160F (61°C).

4.3.4 Cálculo del factor de confianza, Y_Z

El factor de confianza tiene en cuenta los efectos de la distribución estadística normal en los fallos encontrados durante las pruebas de los materiales. Los valores de tensión admisibles por los materiales han sido estimados a través de ensayos en los que se garantizaba una confianza del 99% en diez millones de ciclos. Si se necesita un nivel de confianza distinto, entonces es necesario seleccionarlo de la tabla 10.

Requisitos de la aplicación	$Y_Z^{1)}$
Confianza del 99.99%	1.50
Confianza del 99.9%	1.25
Confianza del 99%	1.00
Confianza del 90%	0.85 ²⁾
Confianza del 50%	0.70 ²⁾³⁾
Notas: ¹⁾ A veces, la rotura de los dientes es considerada un peligro mayor que el picado superficial. En dichos casos, se debe seleccionar un valor superior de Y_Z para el cálculo de la resistencia a la flexión admisible. ²⁾ Para este valor, la fluencia plástica es menos frecuente que el picado superficial. ³⁾ Obtenido de la extrapolación de los datos de los test.	

Figura 10: Factor de confianza

4.4 Cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo debido a la flexión en la base del diente.

La resistencia a la flexión del diente de un engranaje es un fenómeno de fatiga relacionado con la resistencia a la rotura en la base del diente en engranajes externos y en la sección crítica en engranajes internos. Las roturas más frecuentes se pueden observar en la norma ANSI/AGMA 1010-E95.

Posibles causas del fallo:

- Rotura violenta de la base del diente por sobrecargas en la transmisión.
- Rotura de la base del diente por fatiga (tensiones fluctuantes).
- Rotura esquinada a causa de una distribución de carga desigual a lo largo del ancho del diente.
- Astillado de la cabeza de dientes templados sometidos a cargas bruscas.

El coeficiente de seguridad frente al fallo por flexión en la base del diente se calculará, al igual que el coeficiente de seguridad frente al fallo por picado superficial, de forma individual, tanto para la rueda como para el piñón, y será el menor de los dos. A su vez, el coeficiente calculado deberá ser superior a un valor mínimo según los requisitos de diseño.

Para la distinción entre ambos coeficientes y de todos y cada uno de los parámetros que difieran para la rueda o para el piñón, se utilizará para su distinción el subíndice “1”, en el caso del piñón, o el subíndice “2”, en el caso de la rueda. Bajo este criterio, el coeficiente de seguridad debido al fallo por flexión en la base del diente se calculará a través de las siguientes expresiones:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Fp1}}{\sigma_{F1}} > S_F \quad S_{F2} = \frac{\sigma_{Fp2}}{\sigma_{F2}} > S_F$$

Siendo:

- S_{F1}, S_{F2} el coeficiente de seguridad para el piñón y para la rueda, respectivamente.
- $\sigma_{Fp1}, \sigma_{Fp2}$ el valor de la tensión de flexión admisible del diente.
- σ_{F1}, σ_{F2} el valor de la tensión de flexión al que están sometidos los dientes.
- S_F es el valor deseado para el factor de seguridad.

4.4.1 Cálculo de la tensión de flexión, σ_F

$$\sigma_F = F_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J}$$

Siendo

- σ_F es el valor de la tensión de flexión, N/mm^2 .
- F_t es la componente tangencial de la fuerza aplicada, N.
- K_O es el factor de sobrecarga.
- K_V es el factor dinámico.
- K_S es el factor de tamaño.
- K_H es el factor de distribución de cargas.
- K_B es el factor de espesor.
- b es el ancho de cara del miembro más estrecho, mm.
- m_t es el módulo transversal, mm.
- Y_J es el factor geométrico para la resistencia a la flexión.

4.4.2 Cálculo del factor de espesor, K_B

El factor de espesor relaciona el espesor bajo la base del diente con la altura del diente. Si esta relación es igual o mayor que 1.2 entonces se considera que este factor no tiene efectos en la tensión de flexión. Si, por el contrario, es menor que 1.2, entonces su efecto sobre la tensión de flexión es como puede verse en la gráfica de la figura 11.

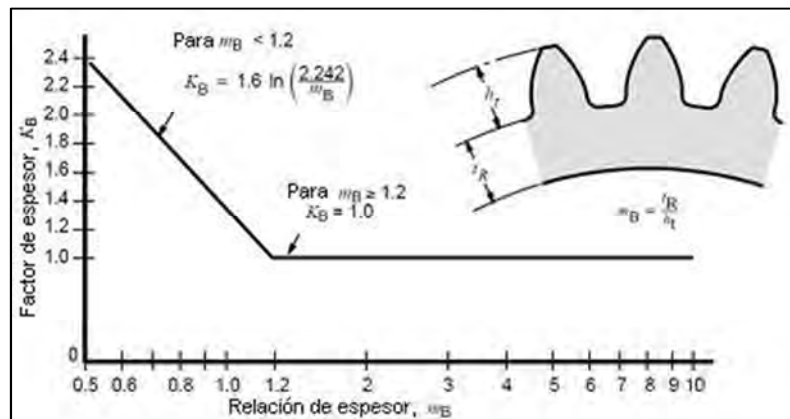


Figura 11: Factor de espesor

4.4.3 Cálculo del factor geométrico, Y_J

El factor geométrico en el cálculo de la resistencia a la flexión en la base del diente evalúa la forma de los dientes, la posición en la que la carga más dañina es aplicada y el grado de compartición de cargas.

Al igual que en el caso del factor geométrico para el cálculo de la resistencia al fallo debido al picado superficial, el método de cálculo aparece explicado y desarrollado en la norma AGMA 908-B89 [2]. En dicha norma aparecen tablas con las formas más comunes de los dientes y el método analítico de cálculo.

Dicho análisis se escapa del objetivo fundamental del presente proyecto por lo que únicamente se utilizarán una serie de tablas y gráficas, mediante las cuáles se obtendrá el parámetro Y_J de una forma más simplificada (figura 12).

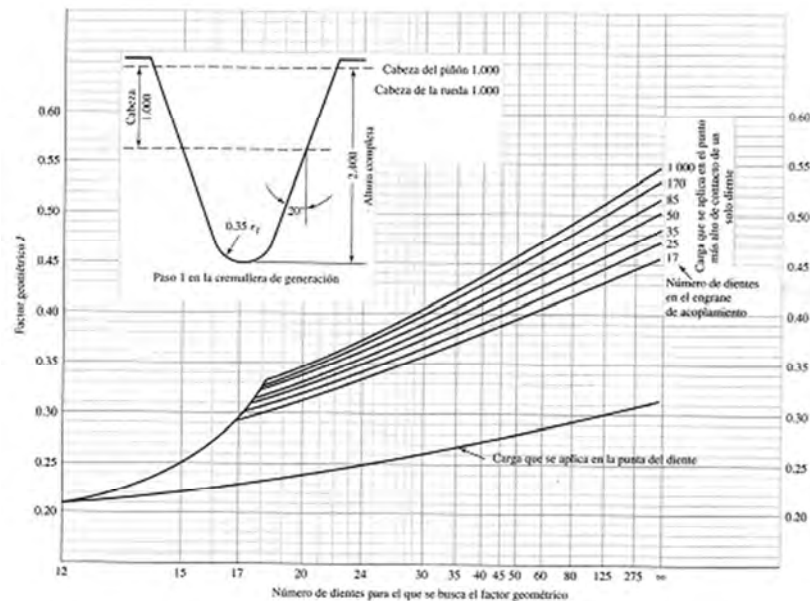


Figura 12: Factor geométrico (para la tensión de flexión)

4.4.4 Cálculo del módulo transversal, m_t

En el caso de los engranajes rectos, el módulo transversal coincide con el módulo normal. Sin embargo, para engranajes helicoidales, el módulo transversal se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

Siendo

- m_n el módulo normal.
- β el ángulo de hélice.

4.5 Cálculo de la resistencia al fallo por flexión en la base del diente, σ_{Fp}

El valor de la resistencia admisible varía en los materiales dependiendo de la composición del material, limpieza superficial, tensión residual, microestructura interna, calidad, tratamiento térmico y proceso de fabricación.

Los valores de resistencia admisible se pueden encontrar en la tabla contigua. Dichos valores son estimaciones obtenidas en ensayos de laboratorio. Están basados en factores de sobrecarga unitarios, 10 millones de ciclos de estrés, cargas unidireccionales y una confianza del 99%. En la siguiente tabla pueden verse valores de tensión admisibles de algunos materiales según el tratamiento térmico al que han sido sometidos:

Material		Tratamiento térmico	Tensión de flexión admisible, N/mm ²
Acero		Endurecido interno	182 – 394
		Endurecido por llama o inducción	310 – 380
			150
		Carburizado y endurecido	380 – 515
		Nitrado	237 – 364
Nitalloy 135M		Nitrado	248 – 379
Nitalloy N			248 – 379
2.5% cromo (sin aluminio)			266 – 446
Fundición gris ASTM A48	Clase 20	Fundición	34.5
	Clase 30		59
	Clase 40		90
Fundición dúctil ASTM A536	Grado 60-40-18	Recocido	150 – 230
	Grado 80-55-06	Templado y revenido	150 – 230
	Grado 100-70-03		185 – 275
	Grado 120-90-02		215 – 305
Bronce		Fundición en moldes de arena	39.5
	ASTM B-148 aleación 954	Tratamiento a altas temperaturas	165

Figura 13: Tensión de flexión admisible

4.5.1 Cálculo del factor de duración

El cálculo del factor de duración se realiza de una manera similar tanto para el cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo debido a la flexión en la base del diente (Y_N) como en el cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo debido al picado superficial del diente (Z_N).

La diferencia entre ambos factores estriba en los distintos parámetros por los que son afectados. Mientras que Y_N está afectado por la velocidad de giro, el estado superficial del engranaje, las tensiones residuales y la ductilidad y la dureza superficial del material, Z_N está afectado, además, por la lubricación, los criterios de fallo y los requisitos de funcionamiento.

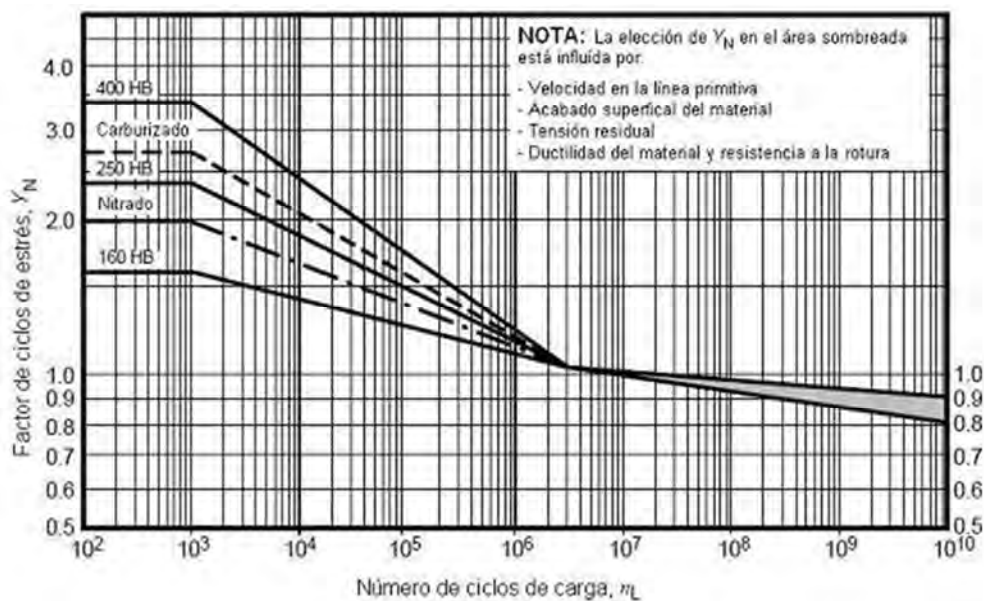


Figura 14: Factor de duración (para la flexión en la base)

5 El programa

5.1 Introducción

La aplicación “Cálculo y Diseño de engranajes” ha sido programada utilizando Visual Basic 6.0. Como se ha mencionado anteriormente Visual Basic 6.0 proporciona una serie de ventajas frente a otras herramientas de programación gracias a las cuáles se ha elegido.

El objetivo del programa es el cálculo y diseño de engranajes mediante la aplicación de la norma ANSI/AGMA 2101-D04.

5.2 Proceso de diseño

El primer paso en el proceso de diseño fue la adquisición de la norma que trata del cálculo del factor de seguridad para engranajes de dientes rectos y helicoidales. Una vez en posesión de la normativa fue necesario el estudio de la misma con el objetivo de conocer el método de cálculo del factor de seguridad y todas las posibles variables que se utilizarán a la hora de la programación de la aplicación.

El siguiente paso en el diseño de cualquier aplicación informática es la elección del lenguaje de programación. Esta elección es importante ya que todos los lenguajes son distintos, cada uno con sus ventajas e inconvenientes. La elección fue Visual Basic 6.0 ya que es un lenguaje de fácil implementación que, además, ofrece una interfaz gráfica en la que se ejecutará la aplicación.

Una vez estudiada la normativa y elegido el lenguaje de programación que se iba a utilizar para el desarrollo de la aplicación, se pudo realizar un esquema orientativo que incluyó todas las variables a utilizar y todo el proceso de cálculo

5.3 Manual de usuario

En esta sección se proporciona un manual de usuario para la aplicación diseñada. Para ello se utilizará un ejemplo práctico en el que se mostrará paso a paso la forma de obtener todos los parámetros necesarios para el cálculo del factor de seguridad de una transmisión por engranajes.

Para iniciar la aplicación basta con ejecutar el archivo CYDE.exe. Para el correcto funcionamiento de la aplicación, el archivo ejecutable y las imágenes del programa deben estar en las localizaciones en las que han sido suministrados.

Con la intención de hacer la aplicación lo más intuitiva posible se ha sustituido la barra de menús típica de Windows por una serie de pantallas a las que se accede en un proceso prácticamente lineal mediante botones.

Una vez iniciada la aplicación, la primera elección que debe tomar el usuario es si desea iniciar un nuevo proyecto, pulsando el botón “Nuevo proyecto” o si desea cargar los datos de un proyecto anterior, pulsando el botón “Cargar proyecto” (figura 15).

Al pulsar el botón para cargar un proyecto previamente guardado, se abrirá la pantalla típica de Windows de apertura de archivos en la que la extensión predeterminada para realizar la carga será la propia de la aplicación (.cde).



Figura 15: Menú principal

Independientemente de la elección tomada, posteriormente se abrirá la ventana “Datos del proyecto” (figura 16) en la que aparecen todas las variables físicas que definen la transmisión (potencia, velocidad de giro, número de dientes, etc.). Si se eligió anteriormente la opción de cargar un proyecto antiguo, entonces todos los cuadros de texto de esta ventana aparecerán rellenos según los valores con los que se guardó la última vez.

Antes de continuar se tienen que rellenar todos los cuadros de texto. Hay ciertos aspectos que hay que tener en cuenta, por ejemplo, el hecho de que el piñón, siempre, es el elemento que tiene un menor número de dientes por lo que si al introducir los datos se intercambia el número de dientes del piñón y de la rueda, o se introduce alguna cantidad que incumpla la condición anterior, al intentar continuar hacia la siguiente ventana aparecerá un mensaje de error y se tendrá que modificar valor del parámetro correspondiente.

Figura 16: Datos del proyecto

Una vez rellenos todos los textos y subsanados los errores que pudiera haber, se abrirá la siguiente ventana en la que el usuario deberá elegir si desea calcular el coeficiente de seguridad frente a fallo por picado superficial o el coeficiente de seguridad frente a fallo debido a flexión en la base del diente (figura 17). Aunque el orden de ejecución es indistinto, es necesario calcular ambos factores para poder determinar el factor de seguridad final de la transmisión ya que éste es el mínimo de los dos anteriores.

Figura 17: Tipo de proyecto

En este ejemplo práctico se ha empezado por el picado superficial ya que es por donde empieza la norma ANSI/AGMA 2101-D04.

En ambos tipos de fallo el proceso de cálculo es similar. Exceptuando algunos factores propios de un determinado fallo o del otro, el resto son compartidos por ambos coeficientes de seguridad.

Debido a que el piñón y la rueda pueden tener algunas características distintas, será necesario calcular el factor de seguridad tanto para el piñón como para la rueda y el programa seleccionará el menor de ellos (figura 18).

Figura 18: Picado superficial

Normalmente el factor de seguridad para el piñón y para la rueda es igual aunque esto dependerá de si ambos están fabricados con el mismo material o de si han sido sometidos a los mismos tratamientos térmicos, entre otros.

De forma predeterminada, todos los factores en los que sea necesaria la intervención del usuario para la selección de algún valor válido son iguales a 0. El resto de factores vienen con un valor predeterminado igual a 1, por lo que únicamente será necesario cambiar el valor de aquéllos en los que se considere que este valor no reflejaría de modo real las condiciones del sistema.

Todos los factores se han explicado en el capítulo anterior, así que en este capítulo únicamente se va a comentar lo relacionado directamente con el programa.

Tensión de contacto

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{F_t K_O K_V K_S \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}}$$

F_t	0	K_H	1
K_V	1	Z_E	0
K_O	1	Z_R	1
K_S	1	Z_I	0

Cancelar Aceptar

Figura 19: Tensión de contacto

La carga tangencial (figura 20) es un factor que calcula el programa de forma automática ya que se calcula mediante los parámetros que se introdujeron en la primera ventana. No obstante aquí se puede volver a ver información sobre la potencia de la transmisión y la velocidad lineal en la línea primitiva.

Carga tangencial

$$F_t = \frac{1000P}{v_t} = \frac{6 \cdot 10^7 P}{\pi \cdot \omega_1 \cdot d_{w1}}$$

Potencia [kW]

Velocidad lineal [m/s]

Carga tangencial [N]

Figura 20: Carga tangencial

El factor dinámico se obtendrá mediante la figura 21, en la que a través de la velocidad en la circunferencia primitiva y el grado de precisión apropiado se obtendrá el valor buscado.

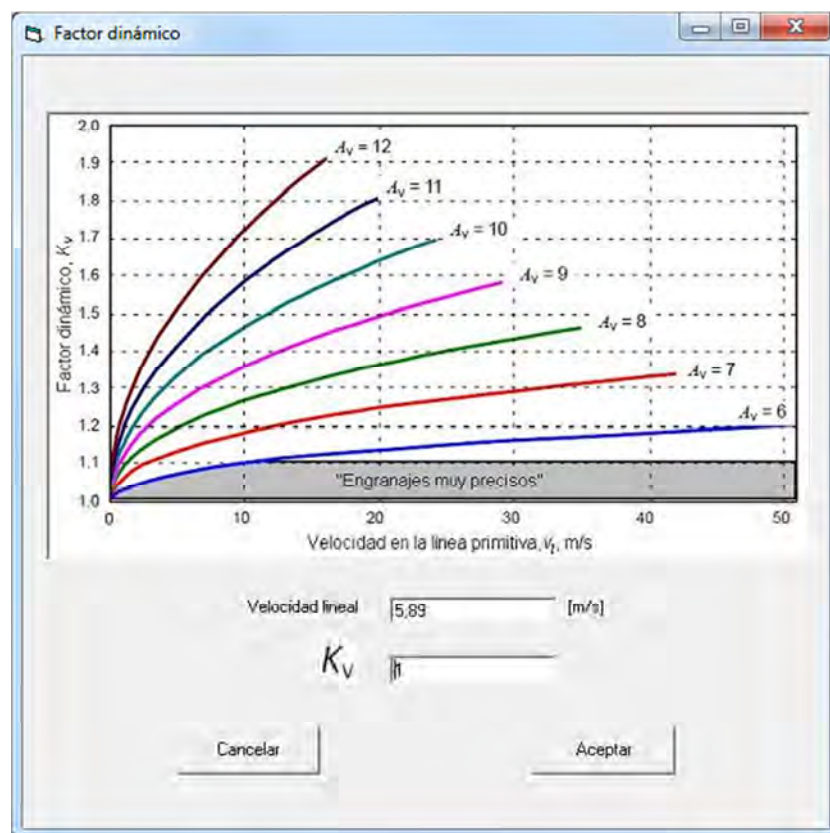


Figura 21: Factor dinámico

El factor de sobrecarga se obtendrá de la figura 22. Como se puede ver, depende de la carga que impulsen los engranajes y de la fuente que proporcione la energía para el movimiento.

Fuente de energía	Carga en la máquina impulsada		
	Uniforme	Choque moderado	Choque fuerte
Uniforme	1.00	1.25	1.75 o superior
Choque ligero	1.25	1.50	2.00 o superior
Choque mediano	1.50	1.75	2.25 o superior

K_o

Cancelar Aceptar

Figura 22: Factor de sobrecarga

El factor de tamaño tiene carácter teórico y no existe un método de cálculo, por lo que dependiendo del grado de desperfecto que presenten los engranajes deberá emplearse un valor unitario o mayor de 1 (figura 23)

El factor de tamaño refleja las propiedades no uniformes de los materiales y depende, fundamentalmente, de:

- Tamaño de los dientes.
- Diámetro de la rueda y del piñón.
- Relación entre el tamaño del diente y el diámetro del elemento (rueda o piñón).
- Ancho de cara.
- Relación entre la profundidad y el tamaño del diente.
- Dureza y tratamiento térmico de los materiales.

El factor de tamaño debe ser unitario a menos que las propiedades físicas del engranaje y los tratamientos térmicos y de dureza a los que haya sido sometido sugieran que debe ser superior.

K_s

Cancelar Aceptar

Figura 23: Factor de tamaño

El factor de distribución depende del ancho de cara de los engranes y de la exactitud en el montaje. En la figura 24 se puede ver una tabla resumen en la que aparecen los valores que toma el factor en función del ancho de cara y de la condición de soporte.

Factor de distribución de cargas

Condición de soporte	Ancho de cara mm			
	≤50	150	225	≥400
Montaje exacto, bajas holguras de cojinetes, deflexiones mínimas, engranajes de precisión	1.30	1.40	1.50	1.80
Montajes menos rígidos, engranajes menos precisos, contacto a todo lo ancho de cara	1.60	1.70	1.80	2.0
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara	>2.0			

Ancho de cara [mm]

K_H

Figura 24: Factor de distribución

El coeficiente de elasticidad depende del material del piñón y de la rueda (figura 25).

Coeficiente de elasticidad

Material del piñón	Módulo de elasticidad (MPa)	Material y módulo de elasticidad del engrane o rueda (MPa)					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce de aluminio	Bronce de estaño
		2×10^5	1.7×10^5	1.7×10^5	1.5×10^5	1.2×10^5	1.1×10^5
Acero	2×10^5	191	181	179	174	162	158
Hierro maleable	1.7×10^5	181	174	172	168	158	154
Hierro nodular	1.7×10^5	179	172	170	166	156	152
Hierro fundido	1.5×10^5	174	168	166	163	154	149
Bronce de aluminio	1.2×10^5	162	158	156	154	145	141
Bronce de estaño	1.1×10^5	158	154	152	149	141	137

Z_E

Figura 25: Coeficiente de elasticidad

El factor de estado superficial viene definido por la tabla de la figura 26, por lo que es necesario conocer las condiciones a las que está sometida la transmisión para elegir el valor adecuado.

Estado superficial	Z_R
Defectos de acabado en la superficie	1.25
Esfuerzos residuales	1.25
Combinación de ambas	1.5

Z_R | 1

Cancelar | Aceptar

Figura 26: Factor de estado superficial

El factor geométrico (figura 27) lo calculará el programa a partir de los datos introducidos en el primer formulario (figura 16). Para ello bastará con pulsar sobre el botón “ m_N ” para que el programa calcule el factor de compartición de cargas (1 para engranajes rectos) y después sobre el botón “ Z_I ”.

$$Z_I = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2 \cdot m_n} \cdot \frac{i}{i + 1}$$

Siendo:

- Z_I el factor geométrico para el cálculo de la resistencia al picado superficial
- α el ángulo de presión transversal
- m_n el módulo de compartición de cargas
- i la relación de transmisión

m_N | 0

Relación de transmisión | 3

Ángulo de presión transversal | 20 | °

Z_I |

Aceptar

Figura 27: Factor geométrico (para el picado superficial)

Una vez rellenos todos los factores relacionados con la tensión de contacto, al pulsar en el botón “Aceptar”, el programa calculará la tensión de contacto, ocultará el formulario actual y mostrará el formulario del picado superficial (figura 18) en el que el texto de la tensión de contacto aparecerá relleno con el valor correspondiente.

Una vez calculada la tensión de contacto de la rueda, se continuará con la resistencia al picado superficial.

El proceso de cálculo de la tensión de contacto admisible (figura 28) es similar al proceso realizado con la tensión de contacto, es decir, se calcularán uno a uno todos los factores que intervengan en el cálculo.

Tensión de contacto admisible

$$\sigma_{Hadm} = \sigma_{HP} \frac{Z_N}{Y_\theta} \frac{Z_W}{Y_Z}$$

σ_{HP} | 0 | Y_Z | 1 |

Z_N | 1 | Y_θ | 1 |

Z_W | 1 |

Cancelar | Aceptar

Figura 28 (tensión de contacto admisible)

La resistencia a la fatiga es un factor fundamentalmente empírico por lo que para su obtención bastará con buscar el material con el que está fabricado el piñón o la rueda en la tabla de la figura 29, según proceda.

Resistencia a la fatiga

Material		Tratamiento térmico	Tensión de contacto admisible, N/mm ²
Acero		Endurecido interno	600 – 1200
		Endurecido por llama o inducción	1170 – 1310
		Carburizado	1205 – 1345
		Nitrado	1240 – 1895
			1035 – 1205
2.5% cromo (sin aluminio)		Nitrado	1070 – 1240
Nitralloy 135M			1070 – 1305
Nitralloy N			1070 – 1345
2.5% cromo (sin aluminio)			1185 – 1415
Fundición gris ASTM A48	Clase 20	Fundición	1215 – 1490
	Clase 30		345 - 415
	Clase 40		450 - 520
Fundición dúctil ASTM A536	Grado 80-40-18	Recocido	520 - 585
	Grado 80-55-06	Templado y revenido	530 - 635
	Grado 100-70-03		530 - 635
	Grado 120-90-02		635 - 770
Bronce	ASTM B-148 aleación 954	Fundición en moldes de arena	710 - 870
		Tratamiento a altas temperaturas	205
			450

σ_{Hp}

Cancelar
Aceptar

Figura 29: Resistencia a la fatiga

El factor de duración se deberá estimar en función de las condiciones de funcionamiento a las que puedan estar sometidos los engranajes. En la gráfica de la figura 30 se muestran los factores que afectan al factor de duración.

De forma predeterminada se considera que las condiciones a las que estará sometida la transmisión son tales que el factor se considerará unitario. En el supuesto de que dichas condiciones no aconsejen realizar esta suposición, entonces, se deberá modificar el factor a un valor más apropiado.

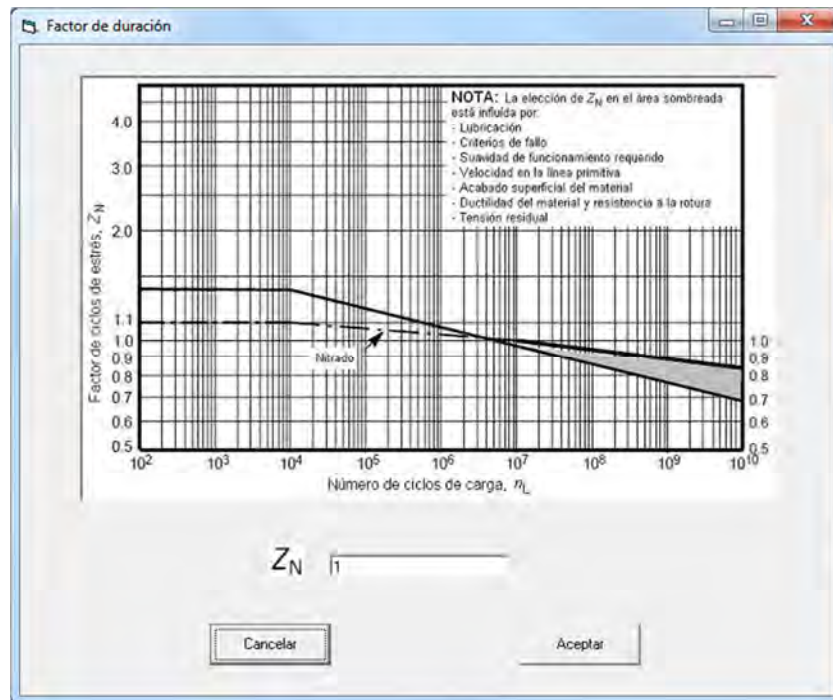


Figura 30: Factor de duración

El factor de dureza se obtendrá por medio de la figura 31.

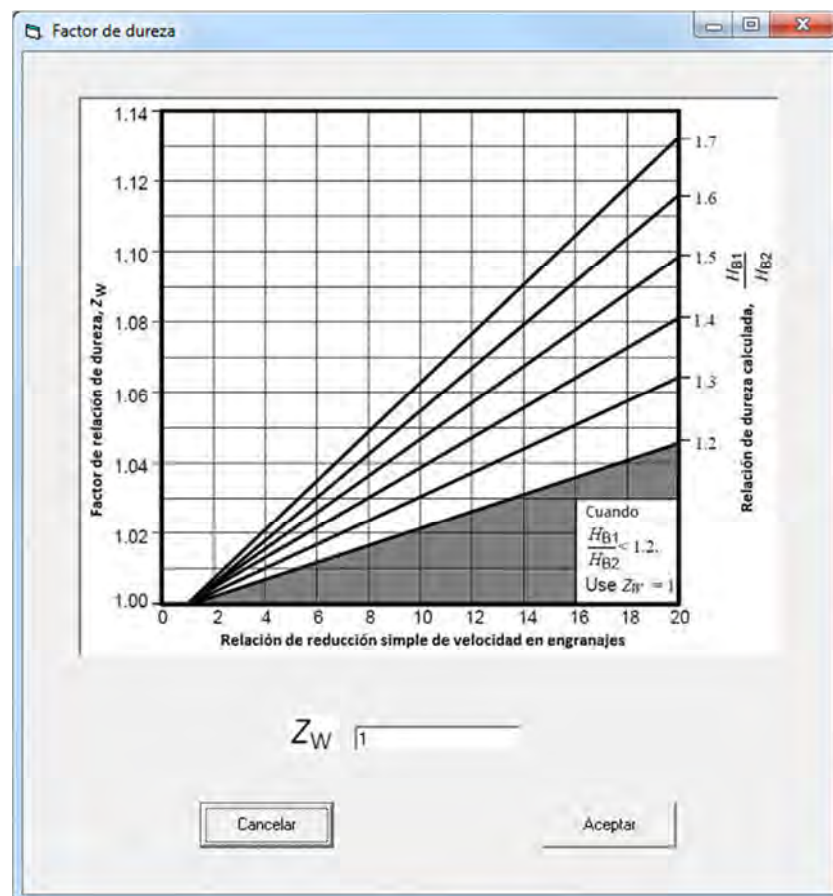


Figura 31: Factor de dureza

En la figura 32 se pueden ver los distintos valores que puede tomar el factor de confianza según el nivel de garantía que se desee que tenga la transmisión. Dicho valor será el mismo tanto para el piñón como para la rueda.

Requisitos de la aplicación	$Y_z^{1)}$
Confianza del 99.99%	1.50
Confianza del 99.9%	1.25
Confianza del 99%	1.00
Confianza del 90%	0.85 ²⁾
Confianza del 50%	0.70 ²⁾³⁾

Notas:
¹⁾ A veces, la rotura de los dientes es considerada un peligro mayor que la picadura. En dichos casos, se debe seleccionar un valor superior de Y_z para el cálculo de la resistencia a la flexión.
²⁾ Para este valor, la fluencia plástica es menos frecuente que la picadura.
³⁾ Obtenido de la extrapolación de los datos de los test.

Y_z

Cancelar Aceptar

Figura 32: Factor de confianza

Una vez calculados todos los factores, al pulsar en el botón “Aceptar” el programa cerrará el formulario de la resistencia de contacto admisible y abrirá el formulario del picado superficial, calculando el valor de la resistencia para el piñón o para la rueda, según proceda.

Para continuar es necesario calcular el factor de seguridad, tanto para el piñón como para la rueda. Para ello es necesario que se haya calculado previamente la tensión de contacto y la tensión de contacto admisible del piñón o de la rueda y según los parámetros del componente de la transmisión que se hayan calculado se deberá pulsar en el botón de “Factor de seguridad” correspondiente a dicho componente. Para calcular el factor de seguridad del otro componente será necesario realizar el procedimiento explicado anteriormente pero pulsando en el botón de la tensión de contacto y de la tensión de contacto admisible correspondiente al componente que se debe calcular. En este caso la mayoría de los factores ya estarán calculados por lo que únicamente se deberán modificar los factores que estén sin calcular, es decir, con valor 0.

Una vez calculados todos los factores, pulsando el botón “Factor de seguridad” del componente que se haya calculado, se obtendrá el factor de seguridad de dicho componente. Si se desea ajustar el factor de seguridad del piñón, de la rueda o de ambos, se puede modificar cualquiera de los factores de los calculados anteriormente teniendo en cuenta que si se modifica algún factor común al piñón y a la rueda será necesario calcular nuevamente el factor de seguridad de los dos elementos. Para ello, una vez realizados todos los ajustes pertinentes, bastará con pulsar el botón de “Factor de seguridad” tanto para el piñón como para la rueda.

Una vez el factor de seguridad de los dos elementos tenga el valor apropiado, al pulsar en el botón “Aceptar” el programa seleccionará el menor valor de los dos factores, cerrará el formulario para el cálculo del factor de seguridad en el caso del picado superficial y abrirá el formulario “Tipo de proyecto” (figura 17).

El siguiente paso en el proceso de cálculo será calcular el factor de seguridad frente a fallo debido a la flexión en la base del diente (figura 33). Hay algunos factores que son iguales tanto para el cálculo del factor de seguridad frente a picado superficial como para el fallo debido a la flexión por lo que una vez calculado en el primer caso no es necesario volverlo a calcular. Al igual que en el caso anterior, será necesario calcular el factor de seguridad tanto para el piñón como para la rueda.

Figura 33: Resistencia a la flexión

En total hay tres factores que son diferentes en ambos factores de seguridad: el factor de espesor, que es propio del factor de seguridad frente al fallo por flexión, el factor geométrico y

el factor de duración, que son distintos para los dos factores de seguridad. Por lo que únicamente será necesario calcular estos factores.

El primer factor a calcular será el de espesor. En la figura 34 se puede obtener el valor que puede tomar el factor según la relación de espesor que tengan los elementos de engrane.

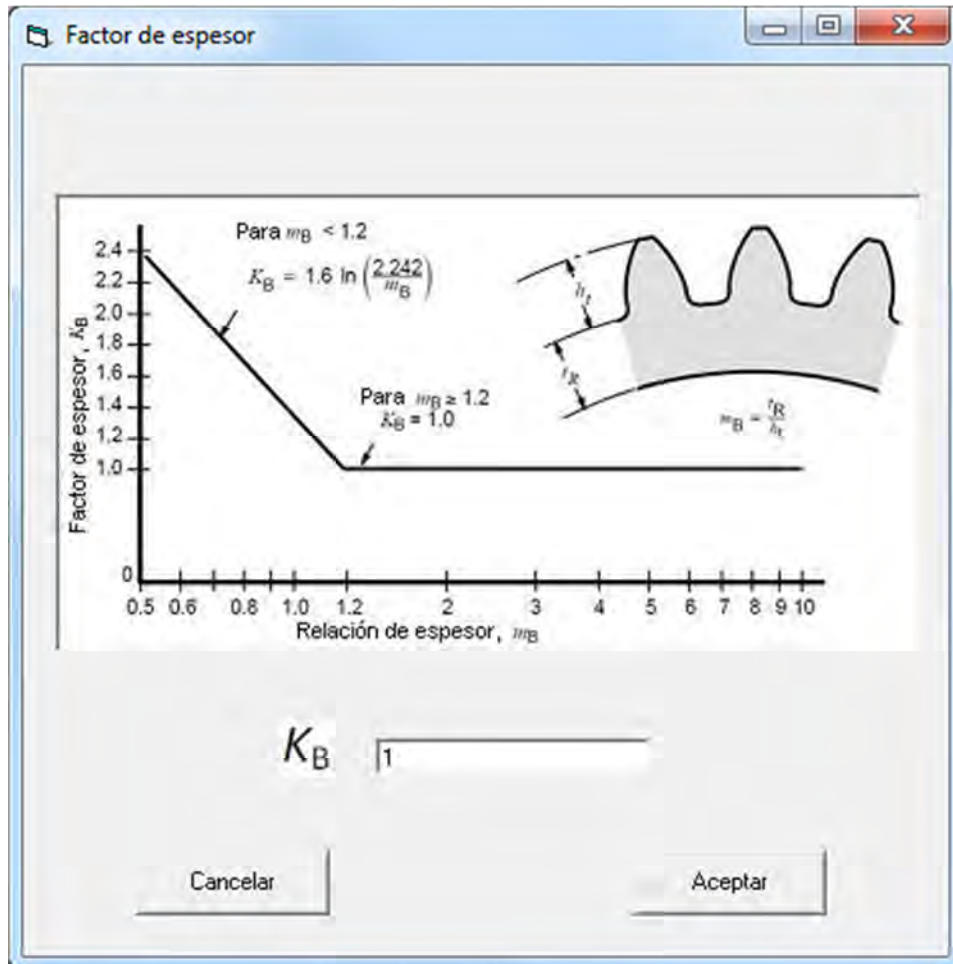


Figura 34: Factor de espesor

El siguiente factor es el factor geométrico. A diferencia del factor geométrico en el caso del fallo debido al picado superficial, en este caso, se obtendrá mediante una gráfica (figura 35). A la vista de la gráfica se puede observar que el factor geométrico tanto para la rueda como para el piñón será distinto, por lo que será necesario calcular ambos de forma independiente.

El último factor a calcular es el de duración (figura 36). Dicho factor tiene una gráfica característica similar a la del mismo factor para el caso del cálculo del factor de seguridad en la resistencia al picado superficial. En función del número de ciclos previstos para la duración del par de engranajes y del material en el que estén fabricados se deberá elegir el valor apropiado.

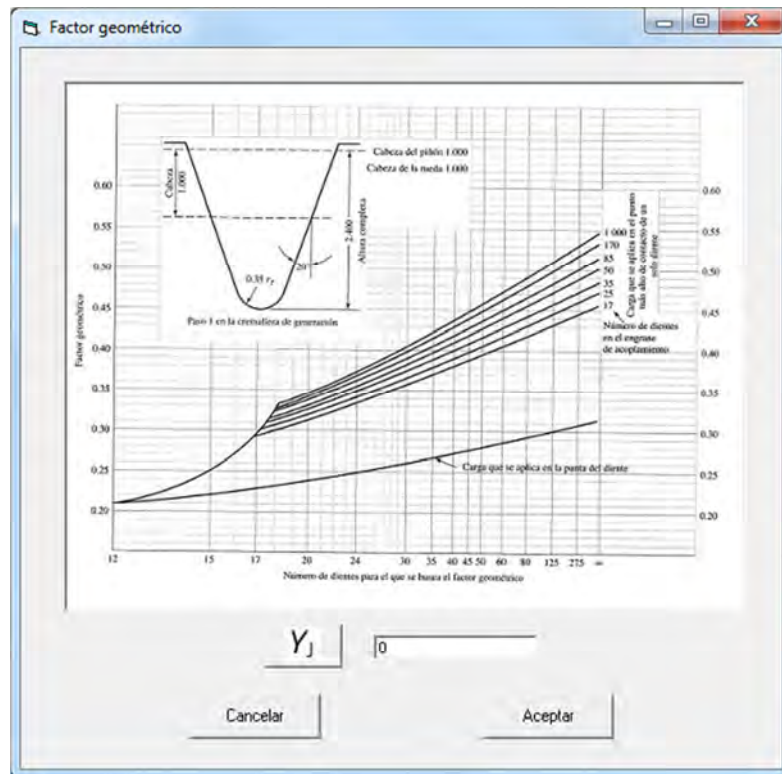


Figura 34: Factor geométrico

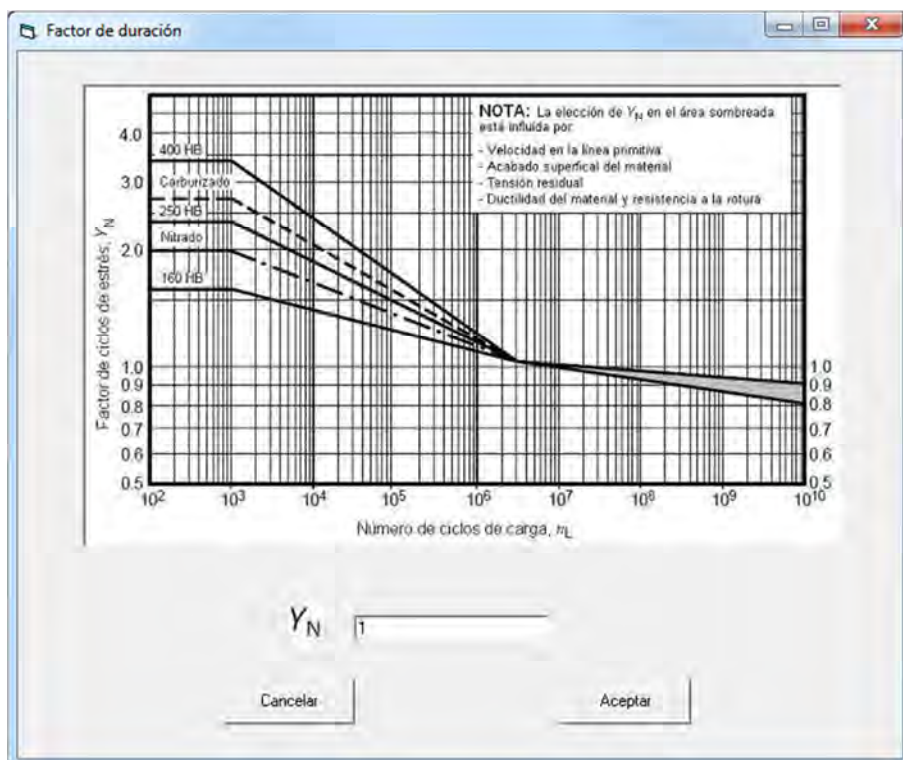


Figura 35: Factor de duración (fallo por flexión)

Resistencia a la flexión

Material	Tratamiento térmico	Tensión de flexión admisible, N/mm ²
Acero	Endurecido interno	182 - 394
	Endurecido por llama o inducción	310 - 380
	Endurecido por llama o inducción	150
	Carburizado y endurecido	380 - 515
Nitralloy 135M	Nitrado	237 - 364
Nitralloy N		248 - 379
2.5% cromo (sin aluminio)		248 - 379
Fundición gris ASTM A48	Clase 20	34.5
	Clase 30	59
	Clase 40	90
Fundición dúctil A536	Grado 60-40-18	150 - 230
	Grado 80-55-06	150 - 230
	Grado 100-70-03	185 - 275
	Grado 120-90-02	215 - 305
Bronce	Fundición en arena	39.5
	Tratamiento a altas temperaturas	165

σ_{Fp} 0

Cancelar Aceptar

Figura 36: Resistencia a la flexión

Una vez estén rellenos todos los parámetros, pulsando sobre el botón “Factor de seguridad”, el programa calculará el factor de seguridad correspondiente.

Al igual que el factor de seguridad frente a fallo por picado superficial, también es necesario calcular el factor de seguridad tanto para el piñón como para la rueda, por lo que una vez calculado uno se calculará el otro. El factor de seguridad de seguridad frente a fallo debido a la flexión en la base del diente será, al igual que para el caso anterior, el mínimo entre el piñón y la rueda.

Para finalizar el estudio del cálculo del factor de seguridad de una transmisión, una vez estén calculados los factores para los dos tipos de fallos estudiados, al pulsar en el botón de “Factor de seguridad”, el programa elegirá el menor de ellos como factor de seguridad de la transmisión.

Si no se está conforme con el valor obtenido o se quiere observar cómo evoluciona el factor de seguridad en función de uno o varios parámetros, bastará con modificar los parámetros deseados y aceptar los cambios, teniendo en cuenta que si los parámetros que se han modificado afectan a los dos factores de seguridad previamente calculados, será necesario hacer una actualización de los parámetros en ambos cálculos. El mismo procedimiento es aplicable si los parámetros modificados afectan tanto al piñón como a la rueda.

5.4 Verificación de resultados

En este apartado se comprobará la integridad de todas las aproximaciones y suposiciones. Para ello se utilizará un ejemplo numérico de los estudiados en la asignatura, se resolverá y se comparará con los datos obtenidos mediante el programa.

El enunciado del ejercicio presenta un reductor de velocidad que mueve una banda transportadora en la que se producen choques moderados, impulsado por un motor eléctrico trifásico. El reductor consta de un par de engranajes cilíndricos rectos, construidos en acero templado y revenido, con dientes de tamaño completo y ángulo de presión 20°. El piñón tiene 25 dientes y gira a una velocidad de 750 rpm y transmite 15 kW a la rueda de 45 dientes. El módulo de los engranajes es 4 y el ancho de cara es 48 mm. Las características de montaje son normales y los engranajes son de calidad comercial ($Q_v = 6$).

El enunciado nos pide seleccionar un material adecuado y dimensionar los engranajes con base a fallo por flexión y fatiga superficial para una duración de 10^5 ciclos con una probabilidad de fallo del 5% y una temperatura de trabajo de 275°F (135°C).

El objetivo del problema es seleccionar un material para la fabricación del piñón y de la rueda. Una vez seleccionado el material se comprobará si cumple con los requisitos exigidos en el enunciado. Esto se comprobará calculando el factor de seguridad frente a fallo por flexión en la base y el factor de seguridad frente a fallo por picado superficial, si ambos son mayores que 1 entonces el sistema está bien diseñado. Si cualquiera de ellos es menor que 1, entonces el sistema no cumplirá con los requisitos y romperá antes del número de ciclos para los que se intenta diseñar.

Primero se empezará calculando el factor de seguridad frente a fallo por flexión.

CÁLCULO DEL ESFUERZO POR FLEXIÓN

Radio primitivos

$$r_p = \frac{mz_p}{2} = 50mm$$

$$r_r = \frac{mz_r}{2} = 90mm$$

Velocidad en la línea de paso

$$v = 750rpm \frac{2\pi}{60} 50 \cdot 10^{-3}m = 3,927m/s$$

Determinación de la fuerza tangencial transmitida

$$F_t = \frac{15 \cdot 10^3w}{3,927m/s} = 3,82kN$$

Determinación del Factor de Aplicación

FUENTE DE ENERGÍA	CARGA EN LA MÁQUINA IMPULSADA		
	Uniforme	Choque Moderado	Choque Fuerte
Uniforme	1.00	1.25	1.75 o superior
Choque Ligero	1.25	1.50	2.00 o superior
Choque Mediano	1.50	1.75	2.25 o superior

Figura 37: Factor de sobrecarga (ejemplo de cálculo)

$K_a=1,25$

Determinación del Factor de Distribución de Cargas

CONDICIÓN DE SOPORTE	ANCHO DE CARA in (mm)			
	≤ 2 (50)	6 (150)	9 (225)	≥ 16 (400)
Montaje exacto, bajas holguras de cojinetes, deflexiones mínimas, engranes de precisión	1.30	1.40	1.50	1.80
Montajes menos rígidos, engranes menos precisos, contacto a todo lo ancho de cara	1.60	1.70	1.80	2.0
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara	>2.0			

Figura 38: Factor de distribución (ejemplo de cálculo)

$K_m=1,6$

Determinación del Factor de Tamaño

$K_s=1$

Determinación del Factor Dinámico

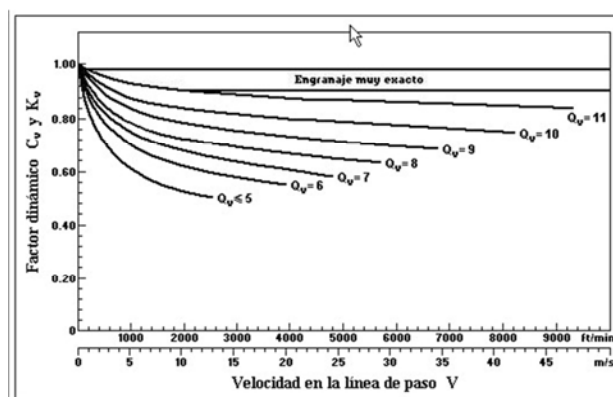


Figura 39: Factor dinámico (ejemplo de cálculo)

$$K_v=0,75$$

Determinación del Factor Geométrico

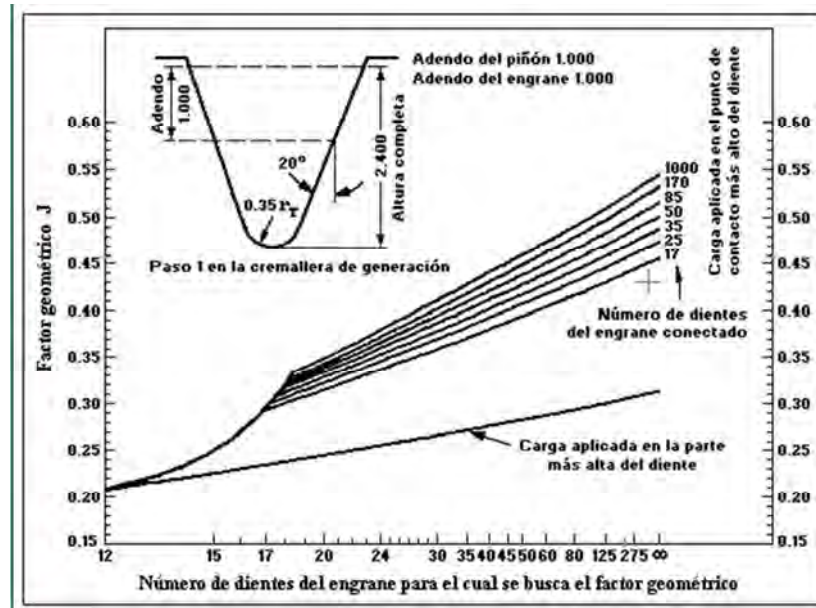


Figura 40: Factor geométrico (ejemplo de cálculo)

$$J = 0,362$$

CÁLCULO DEL ESFUERZO DE FLEXIÓN ADMISIBLE

Determinación de la Resistencia a la Flexión

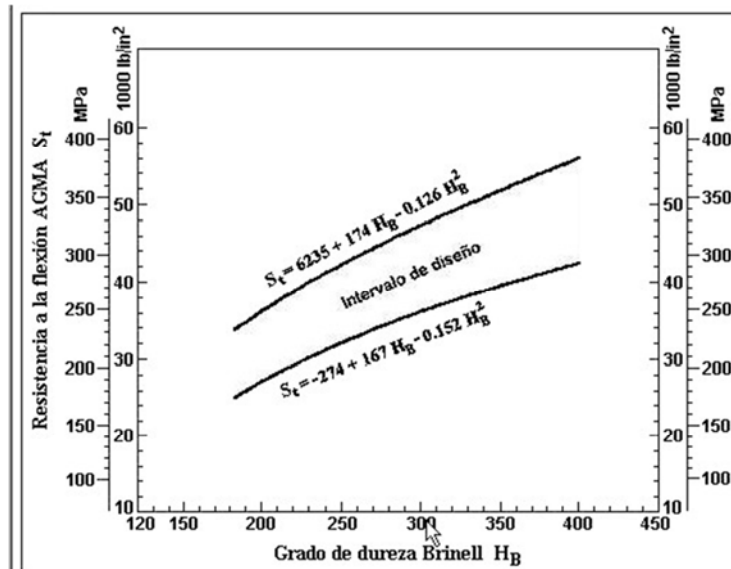


Figura 41: Resistencia a la flexión (ejemplo de cálculo)

$$S_f = 210\text{MPa}$$

Determinación del Factor de Duración

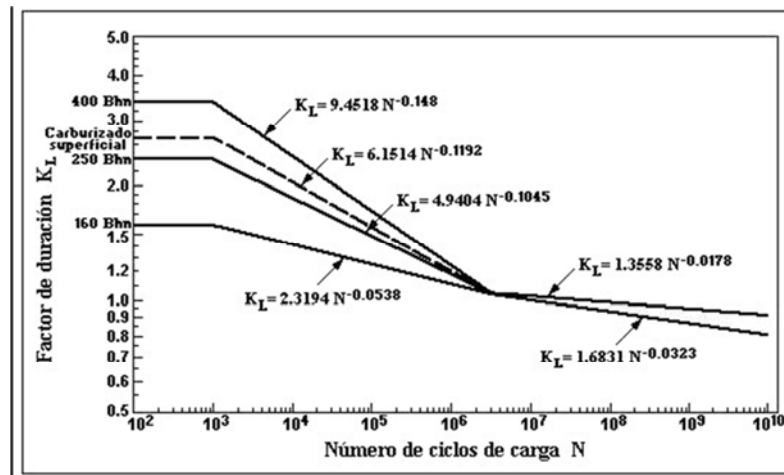


Figura 42: Factor de duración (ejemplo de cálculo)

$$K_L = 1,45$$

Determinación del Factor de Temperatura

$$C_T = K_T = \frac{460 + T}{620} = 1,185$$

Determinación del Factor de Confianza

CONFIABILIDAD (%)	FACTOR K_R y C_R
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

Figura 43: Factor de confianza (ejemplo de cálculo)

$$K_R = 0,9$$

RESULTADOS OBTENIDOS

$$\sigma = \frac{K_a \cdot K_m \cdot K_S}{K_V} \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m} = 146.56 MPa$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_T \cdot K_L}{K_T \cdot K_R} = 285,5 MPa$$

$$S_F = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = 1.95$$

Una vez obtenido el factor de seguridad frente a fallo por flexión, se calculará el factor de seguridad frente a fallo por picado superficial.

CÁLCULO DEL ESFUERZO DE CONTACTO

Determinación del Coeficiente Elástico

$$C_p = 191(\text{MPa})^{1/2}$$

Determinación del Factor de Estado o Condición de la Superficie

$$C_F = 1$$

Determinación del Factor Geométrico

$$i = \frac{45}{25} = 1.8$$

$$m_n = 1$$

$$I = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2 \cdot m_n} \cdot \frac{i}{i+1} = 0.103$$

CÁLCULO DEL ESFUERZO DE CONTACTO ADMISIBLE

Determinación de la Resistencia a la Fatiga Superficial

$$S_c = 720 \text{ MPa}$$

Determinación del Factor de Duración

$$C_L = 1.29$$

Determinación del Factor de Relación de Dureza

$$C_H = 1$$

RESULTADOS OBTENIDOS

$$\sigma_c = C_p \cdot \left[\frac{C_a \cdot C_m \cdot C_s \cdot C_F}{C_v} \cdot \frac{F_t}{b \cdot d_p \cdot I} \right]^{\frac{1}{2}} = 866.98 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c adm} = \frac{S_c \cdot C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} = 870.9 \text{ MPa}$$

$$S_H = \frac{\sigma_{c adm}}{\sigma_c} = 1.004$$

RESOLUCIÓN MEDIANTE EL PROGRAMA

The 'Datos del Proyecto' window includes the following fields and options:

- Potencia transmitida: 15 [kW]
- Ancho de cara: 48 [mm]
- Módulo normal: 4 [mm]
- Ángulo de presión: 20 [°]
- Geometría de los dientes: ☒ Dientes rectos, ☐ Dientes helicoidales
- Ángulo de hélice: 0 [°]
- Posición relativa de los dientes: ☒ Dientes externos, ☐ Dientes internos
- Número de dientes del piñón: 25
- Número de dientes de la rueda: 45
- Velocidad de giro: ☒ Velocidad de giro del piñón: 750 [rpm], ☐ Velocidad de giro de la rueda: 415.5557 [rpm]

Buttons: 'Atrás' (Back) and 'Siguiente' (Next).

Figura 44: Datos del proyecto (ejemplo programado)

Debido a las características iniciales de la transmisión, la velocidad periférica del engranaje es inferior a 5 m/s. Según la normativa aplicada, una transmisión de este tipo requiere consideraciones especiales. Queda a juicio del usuario continuar a pesar de la advertencia o modificar algún parámetro. En nuestro caso, como son las condiciones que tiene que cumplir el engranaje continuaremos sin realizar ninguna modificación.

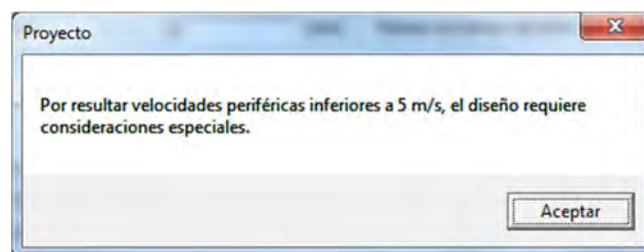


Figura 45: Ejemplo de mensaje de advertencia.

CÁLCULO DEL ESFUERZO POR FLEXIÓN

Determinación de la fuerza tangencial transmitida

Carga tangencial

$$F_t = \frac{1000P}{v_t} = \frac{6 \cdot 10^7 P}{\pi \cdot \omega_1 \cdot d_{w1}}$$

Potencia: 15 [kW]

Velocidad lineal: 3.93 [m/s]

Carga tangencial: 3819.72 [N]

Aceptar

Figura 46: Carga tangencial (ejemplo programado)

$$F_t = 3819.72 \text{ N}$$

Determinación del factor dinámico

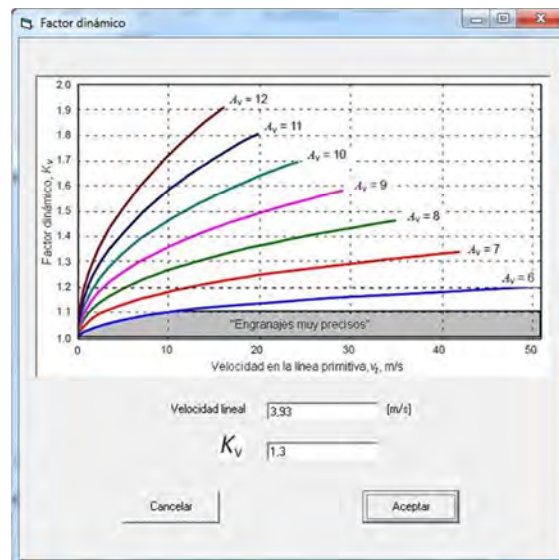


Figura 47: Factor dinámico (ejemplo programado)

$$K_v = 1.3$$

Determinación del Factor de Sobrecarga

Fuente de energía	Carga en la máquina impulsada		
	Uniforme	Choque moderado	Choque fuerte
Uniforme	1.00	1.25	1.75 o superior
Choque ligero	1.25	1.50	2.00 o superior
Choque mediano	1.50	1.75	2.25 o superior

K_o : 1.25

Cancelar Aceptar

Figura 48: Factor de sobrecarga (ejemplo programado)

$$K_O = 1.25$$

Determinación del Factor de Tamaño

El factor de tamaño refleja las propiedades no uniformes de los materiales y depende, fundamentalmente, de:

- Tamaño de los dientes.
- Diámetro de la rueda y del piñón.
- Relación entre el tamaño del diente y el diámetro del elemento (rueda o piñón).
- Ancho de cara.
- Relación entre la profundidad y el tamaño del diente.
- Dureza y tratamiento térmico de los materiales.

El factor de tamaño debe ser unitario a menos que las propiedades físicas del engranaje y los tratamientos térmicos y de dureza a los que haya sido sometido sugieran que debe ser superior.

K_S | 1

Cancelar | Aceptar

Figura 49: Factor de tamaño (ejemplo programado)

$$K_S = 1$$

Determinación del Factor de Distribución

Condición de soporte	Ancho de cara mm			
	≤50	150	225	≥400
Montaje exacto, bajas holguras de cojinetes, deflexiones mínimas, engranajes de precisión	1.30	1.40	1.50	1.80
Montajes menos rígidos, engranajes menos precisos, contacto a todo lo ancho de cara	1.60	1.70	1.80	2.0
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara	>2.0			

Ancho de cara | 48 | [mm]

K_H | 1,6

Cancelar | Aceptar

Figura 50: Factor de distribución (ejemplo programado)

$$K_H = 1.6$$

Determinación del Factor de Espesor

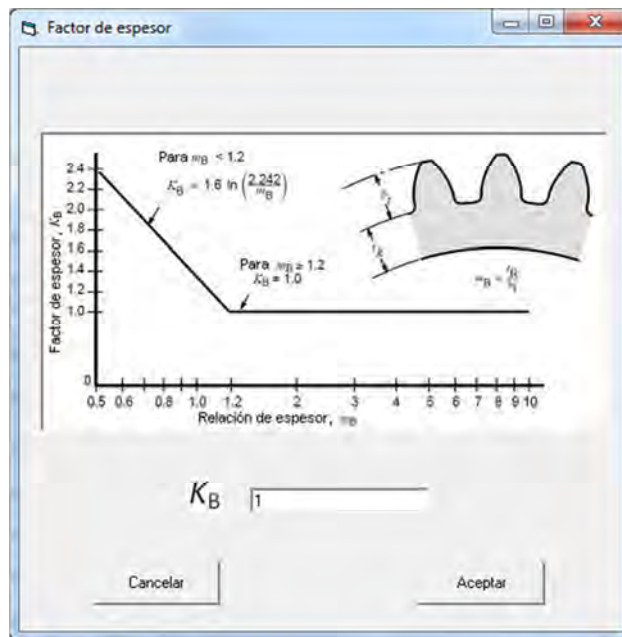


Figura 51: Factor de espesor (ejemplo programado)

Aunque el enunciado del problema no lo indica, geoméricamente se supondrá que los engranajes están bien diseñados y que el espesor de la base y la altura del diente están proporcionados, por lo que de acuerdo con la gráfica el factor de espesor será 1.

Determinación del Factor Geométrico

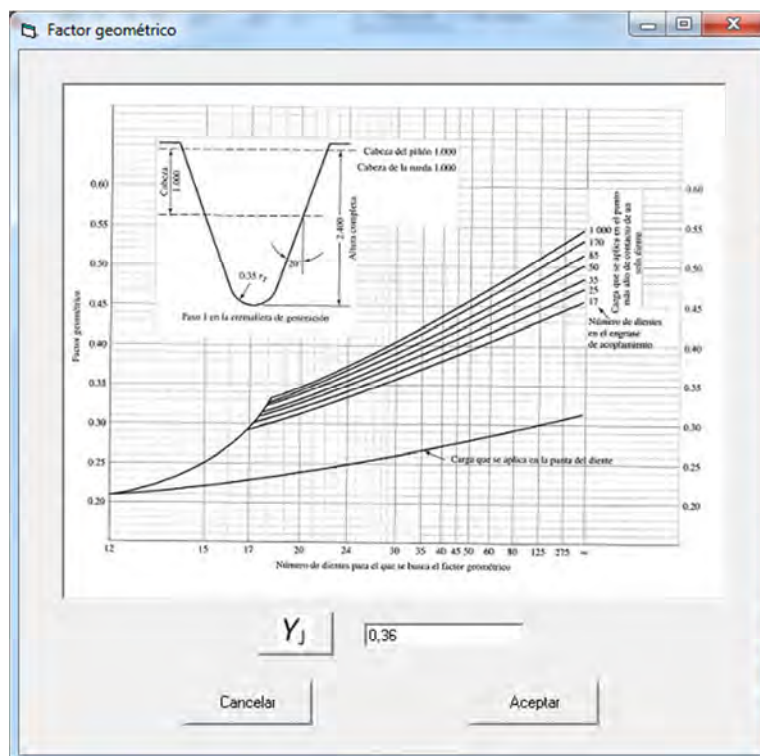
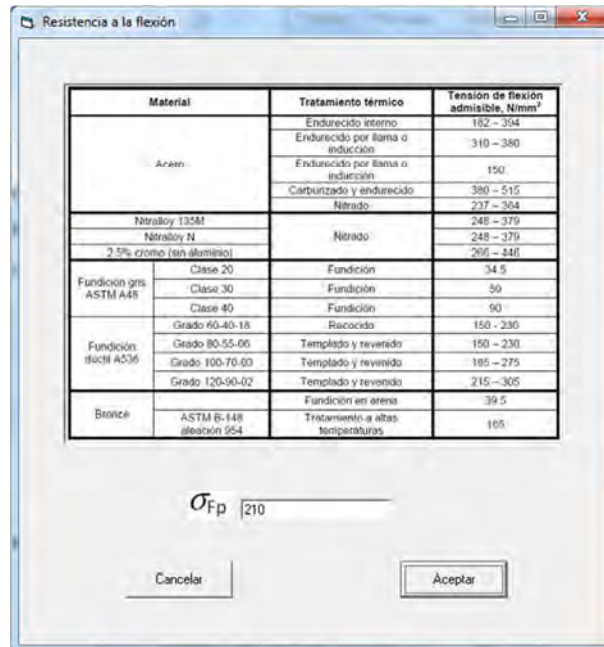


Figura 52: Factor geométrico (ejemplo programado)

$$Y_f = 0.36$$

CÁLCULO DEL ESFUERZO DE FLEXIÓN ADMISIBLE

Determinación de la Resistencia a la Flexión



Material	Tratamiento térmico	Tensión de flexión admisible, N/mm²	
Acero	Endurecido interno	182 - 304	
	Endurecido por llama o inducción	310 - 340	
	Endurecido por llama o inducción	150	
	Carburizado y endurecido	380 - 515	
	Nitrado	237 - 364	
Nitralloy 135M	Nitrado	248 - 379	
Nitralloy N		248 - 379	
2.5% cromo (sin aluminio)		265 - 440	
Fundición gris ASTM A48	Clase 20	Fundición	34.5
	Clase 30	Fundición	50
	Clase 40	Fundición	90
Fundición dúctil A536	Grado 60-40-18	Racocido	150 - 230
	Grado 80-55-06	Templado y revenido	150 - 230
	Grado 100-70-03	Templado y revenido	185 - 275
	Grado 120-90-02	Templado y revenido	215 - 305
Bronce	Fundición en arena	39.5	
	ASTM B-148 aleación 954 Tratamiento a altas temperaturas	105	

σ_{Fp} 210

Cancelar Aceptar

Figura 53: Resistencia a la flexión (ejemplo programado)

$$\sigma_{Fp} = 210\text{MPa}$$

Determinación del Factor de Duración

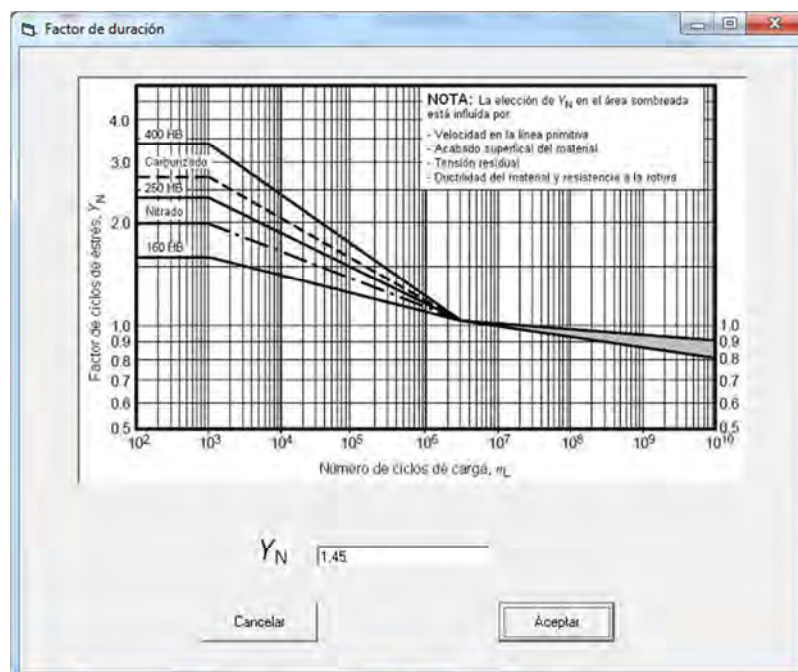


Figura 54: Factor de duración (ejemplo programado)

$$Y_N = 1,45$$

Determinación del Factor de Confianza

Requisitos de la aplicación	$Y_z^{(1)}$
Confianza del 99,99%	1.50
Confianza del 99,9%	1.25
Confianza del 99%	1.00
Confianza del 90%	0.85 ⁽²⁾
Confianza del 50%	0.70 ⁽²⁾⁽³⁾

Notas:
⁽¹⁾ A veces, la rotura de los dientes es considerada un peligro mayor que la picadura. En dichos casos, se debe seleccionar un valor superior de Y_z para el cálculo de la resistencia a la flexión.
⁽²⁾ Para este valor, la fluencia plástica es menos frecuente que la picadura.
⁽³⁾ Obtenido de la extrapolación de los datos de los test.

Y_z

Cancelar Aceptar

Figura 55: Factor de confianza (ejemplo programado)

$$K_R=0,9$$

Determinación del Factor de Temperatura

El factor de temperatura se toma, generalmente, como unitario cuando los engranajes operan con temperaturas del lubricante o del propio material del engranaje que no excedan de 120 °C. Cuando la temperatura de funcionamiento del engranaje se sitúe por debajo de 0 °C se debe tener un especial cuidado para seleccionar materiales cuyas propiedades sean las adecuadas en funcionamientos a baja temperatura. Se deben considerar los siguientes aspectos:

- Ensayo Charpy del material a baja temperatura.
- Transición a la zona de rotura o a la temperatura de ductilidad nula.
- Reducir el contenido en carbono a menos de 0.4%.
- Usar aleaciones de acero con níquel.
- Usar calentadores para elevar la temperatura de los engranajes y del lubricante.

Cuando se opere a temperaturas superiores a 120 °C, Y_θ debe ser superior a 1.0 debido a los efectos de la temperatura en la capa de lubricante y en las propiedades de los materiales. Se deben tener en cuenta las pérdidas de dureza y de resistencia de algunos materiales debido a los efectos térmicos cuando la temperatura es superior a 150 °C.

Y_θ

Cancelar Aceptar

Figura 56: Factor de temperatura (ejemplo programado)

$$Y_{\theta} = \frac{460 + T}{620} = 1,185$$

Hay que realizar el mismo proceso para la rueda. No obstante como los materiales son los mismos se obtendrán los mismos resultados salvo para el factor geométrico. A continuación se ve un resumen de todos los parámetros.

Resumen de factores

The window titled "Tensión de flexión" displays the following formula:

$$\sigma_F = F_t K_O K_V K_S \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J}$$

Below the formula, there are input fields for the following variables:

Variable	Value
F_t	3819,72
K_H	1,6
K_V	1,3
K_B	1
K_O	1,25
Y_J	0,36
K_S	1

At the bottom, there are two buttons: "Cancelar" and "Aceptar".

Figura 57: Tensión de flexión (resumen de factores)

The window titled "Tensión de flexión admisible" displays the following formula:

$$\sigma_{Fadm} = \sigma_{FP} \frac{Y_N}{Y_{\theta} Y_Z}$$

Below the formula, there are input fields for the following variables:

Variable	Value
σ_{FP}	210
Y_Z	0,9
Y_N	1,45
Y_{θ}	1,185

At the bottom, there are two buttons: "Cancelar" and "Aceptar".

Figura 58: Tensión de flexión admisible (resumen de factores)

Componente	σ_F	σ_{Fadm}	S_F
Piñón	143,68	285,51	1,99
Rueda	129,31	285,51	2,21

Figura 59: Resistencia a la flexión (resumen de factores)

El factor de seguridad será el menor del piñón o de la rueda.

$$S_F = 1.99$$

CÁLCULO DEL ESFUERZO DE CONTACTO

Determinación del Coeficiente Elástico


Material del piñón	Módulo de elasticidad (MPa)	Material y módulo de elasticidad del engrane o rueda (MPa)					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce de aluminio	Bronce de estaño
Acero	2×10^5	191	181	179	174	162	158
Hierro maleable	1.7×10^5	181	174	172	168	158	154
Hierro nodular	1.7×10^5	179	172	170	166	156	152
Hierro fundido	1.5×10^5	174	168	166	163	154	149
Bronce de aluminio	1.2×10^5	162	158	156	154	145	141
Bronce de estaño	1.1×10^5	158	154	152	149	141	137

Z_E 191

Figura 60: Coeficiente elástico (ejemplo programado)

$$Z_E = 191$$

Determinación del Factor de Estado Superficial



Estado superficial	Z_s
Defectos de acabado en la superficie	1.25
Esfuerzos residuales	1.25
Combinación de ambas	1.5

Z_R

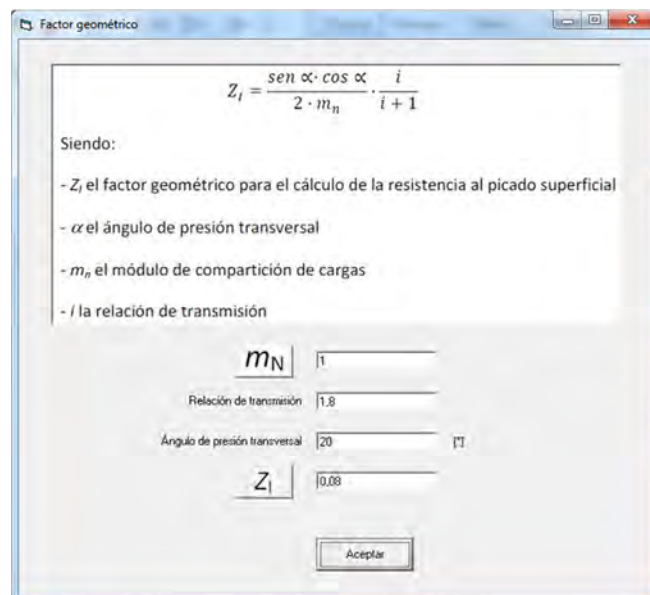
Cancelar

Aceptar

Figura 61: Factor de estado superficial (ejemplo programado)

$Z_R = 1$

Determinación del Factor Geométrico


$$Z_i = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2 \cdot m_n} \cdot \frac{i}{i + 1}$$

Siendo:

- Z_i el factor geométrico para el cálculo de la resistencia al picado superficial
- α el ángulo de presión transversal
- m_n el módulo de compartición de cargas
- i la relación de transmisión

m_N

Relación de transmisión

Ángulo de presión transversal °

Z_i

Aceptar

Figura 62: Factor geométrico (ejemplo programado)

$Z_i = 0.08$

CÁLCULO DEL ESFUERZO DE CONTACTO ADMISIBLE

Determinación de la resistencia a la fatiga superficial

Resistencia a la fatiga

Material	Tratamiento térmico	Tensión de contacto admisible, N/mm ²
Acero	Endurecido interno	600 - 1200
	Endurecido por llama o inducción	1170 - 1310
	Carburizado	1205 - 1345
	Nitrado	1240 - 1895
	Nitrado	1635 - 1205
2.5% cromo (sin aluminio)		1070 - 1305
Nitralloy 135M	Nitrado	1070 - 1345
Nitralloy N		1185 - 1415
2.5% cromo (sin aluminio)		1215 - 1490
Fundición gris ASTM A48	Clase 20	345 - 415
	Clase 30	450 - 520
	Clase 40	520 - 585
Fundición dúctil ASTM A536	Grado 60-40-18	530 - 635
	Grado 80-55-06	530 - 635
	Grado 100-70-03	635 - 770
	Grado 120-90-02	710 - 870
Bronce	Fundición en moldes de arena	205
	Tratamiento a altas temperaturas	450

σ_{Hp} 720

Cancelar Aceptar

Figura 63: Resistencia a la fatiga (ejemplo programado)

$$\sigma_{Hp} = 720$$

Determinación del Factor de Duración

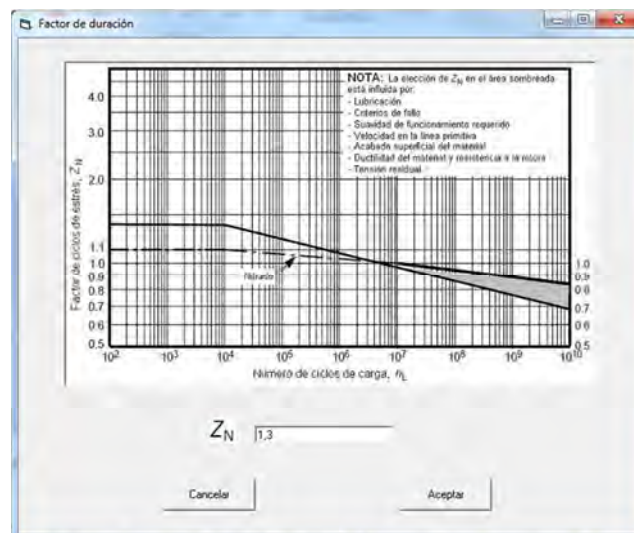


Figura 64: Factor de duración (ejemplo programado)

$$Z_N = 1.3$$

Determinación del Factor de Dureza

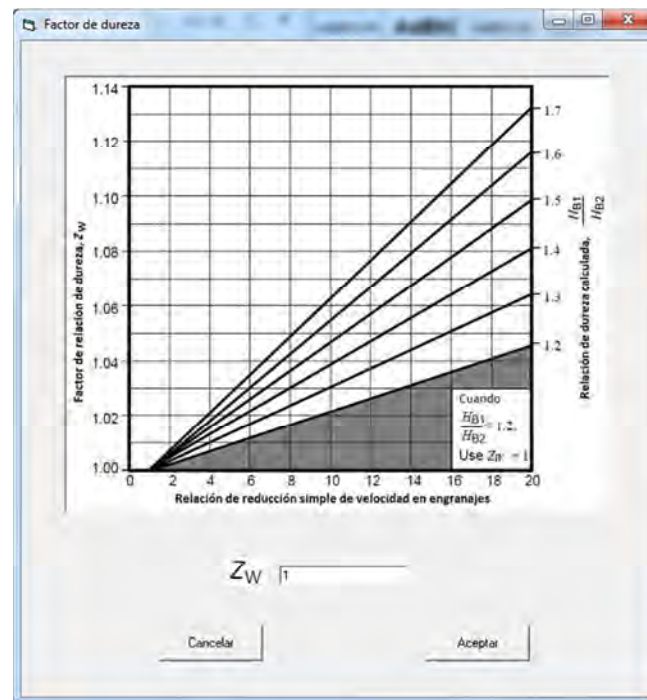


Figura 65: Factor de dureza (ejemplo programado)

$Z_W = 1$

Resumen de factores

Figura 66: Tensión de contacto (resumen de factores)

Tensión de contacto admisible

$$\sigma_{Hadm} = \sigma_{HP} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z}$$

σ_{HP} 720 Y_Z 0.9
 Z_N 1.3 Y_θ 1.185
 Z_W 1

Cancelar Aceptar

Figura 67: Tensión de contacto admisible (resumen de factores)

Picado superficial

Piñón	Rueda
σ_H 868.79	σ_H 868.79
σ_{Hadm} 877.64	σ_{Hadm} 877.64
S_H 1.01	S_H 1.01

Cancelar Aceptar

Figura 68: Picado superficial (resumen de factores)

El factor de seguridad será el menor del piñón o de la rueda.

$$S_H = 1.01$$

Tipo de proyecto

Resistencia a la flexión 1.99

Picado superficial 1.01

Factor de seguridad 1.01

Guardar Datos Resumen

Figura 69: Resultado final

El factor de seguridad de la transmisión será el menor de los dos ensayos. En este caso,

$$S = S_H = 1.01$$

Como se puede observar, el resultado obtenido es similar tanto el obtenido mediante cálculos manuales como el obtenido mediante el programa, por lo que podemos considerar que el programa es totalmente válido para la resolución de problemas de diseño de engranajes a nivel didáctico. Cualquier uso fuera del ámbito académico no sería admisible por el tipo de aproximaciones que se han tenido en cuenta.

6 Conclusiones

Se ha cumplido con el objetivo principal de este proyecto que es suministrar a los alumnos de las asignaturas de diseño de máquinas una herramienta que implemente la norma ANSI/AGMA 2101-D04 y que su utilización sea lo más sencilla posible.

Para verificar la veracidad de las aproximaciones utilizadas en las fórmulas y las gráficas incluidas en el programa se ha utilizado uno de los ejercicios que se utilizan en el estudio de la asignatura y, tal y como se ha podido observar, todas las aproximaciones utilizadas son válidas.

Dicha herramienta, como se ha comprobado en el apartado anterior, permite un ahorro sustancial en el tiempo para el diseño de una transmisión por engranajes.

7 Líneas de trabajo

Cualquier aplicación informática puede ser modificada para poder incorporar características distintas a las que originalmente disponía. Una de las características posibles es la implementación de la norma ISO 6336 para el cálculo de los coeficientes de seguridad calculados en el presente proyecto. Dicha normativa es una alternativa para el diseño de transmisiones por engranajes y de la que ya se ha realizado un programa similar [6].

Dada la creciente capacidad de procesamiento de los dispositivos móviles, otra alternativa es la implementación del programa para su utilización en dichos dispositivos y que facilitaría el estudio de la norma ANSI/AGMA 2101-D04 al poderla ejecutar en cualquier momento y lugar. Por otro lado, esta libertad para ejecutar el programa permitiría aumentar la tasa de potenciales usuarios.

Junto con la adaptación del programa para su ejecución en sistemas móviles, existe la posibilidad de su implantación en un sistema en red. Esto permitiría a los usuarios el acceso tanto al programa como a cualquier caso que el usuario haya estudiado desde cualquier dispositivo conectado a Internet.

Otra alternativa de uso es la posibilidad de su utilización a nivel de investigación. Para ello se tendrían que replantear todas las aproximaciones y suposiciones que a nivel académico se consideran válidas pero fuera del nivel académico no se pueden considerar de esa forma.

8 Bibliografía

[1] ANSI/AGMA 2101-D04. "Fundamental Rating Factors and Calculations Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth".

[2] AGMA 908-B89. Information sheet – Geometry factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength for Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth".

[3] "Aprenda Visual Basic 6.0 como si estuviera en primero". Escuela Superior de Ingenieros Industriales. Universidad de Navarra.

[4] Apuntes de engranajes de la asignatura "Cálculo y Diseño de Máquinas" 4º curso Grado de Ingeniería Mecánica.

[5] <https://es.wikipedia.org/wiki/aprendizaje>

[6] "Desarrollo de la aplicación de diseño de engranajes DISENGRAIN". Proyecto Fin de Carrera. Román Cortiñas Marcó. Octubre de 2010.